

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Vliv technologie SNCR na účinnost kotle

Impact of SNCR Technology on Boiler Efficiency

Student:

Leoš Heger

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Michal Stáňa, PhD.

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Leoš Heger**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3907R004 Provoz a řízení v energetice
Téma: **Vliv technologie SNCR na účinnost kotle**
Impact of SNCR Technology on Boiler Efficiency

Zásady pro vypracování:

Posuďte vliv technologie SNCR na účinnost kotle.

1. Stanovte účinnost kotle G230 Elektrárny Opatovice bez technologie SNCR
2. Stanovte účinnost kotle G230 Elektrárny Opatovice s technologií SNCR

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 07 0305 Hodnocení kotlových ztrát

ČSN 07 0302 Přejímací zkoušky parních kotlů

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Stáňa, PhD.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23. 5. 2011

Leos Mlýnský
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домии, же Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домии, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 23. 5. 2011

Leoš Heger
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Leoš Heger

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Smetanova 238, 533 45 Opatovice n/L

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HEGER, L. Vliv technologie SNCR na účinnost kotle: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2011, 44 s. Vedoucí práce: Stáňa, M.

Bakalářská práce se zabývá vlivem technologie SNCR na účinnost kotle. V úvodu je popsána problematika zejména starších uhelných elektráren, které se díky zastaralé konstrukci parních kotlů potýkají s horší účinností a vyššími emisními hodnotami NO_x než mají nově konstruované kotle. Jejich další provoz po roce 2016 je podmíněn splněním limitů NO_x , daný platnými právními předpisy. V bakalářské práci je stanovena účinnost parního kotle z naměřených hodnot bez technologie SNCR i s ní. V závěru je provedeno zhodnocení významu ztrát a přínosu použité technologie.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HEGER, L. Impact of SNCR Technology on Boiler Efficiency: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy, 2011, 44 p. Thesis head: Stáňa, M.

This Bachelor's Thesis deals with the impact of SNCR technology on boiler efficiency. The Introduction describes in particular the issue of older coal-fired power plants which are struggling with lower efficiency and higher NO_x emissions than up-to-date plants due to obsolete design of steam boilers. Their further operation after 2016 is conditioned by meeting the NO_x limits set by current legal regulations. The Bachelor's Thesis specifies the steam boiler efficiency from measured values without SNCR technology but also with it. The Conclusion assesses the importance of losses and benefits of the technology used.

Obsah

Seznam značení	8
Použité veličiny	8
Použité indexy	8
Použité exponenty	9
Použité zkratky	10
1. Úvod	11
2. SNCR	12
2.1. Teorie	12
2.2. Zkouška aplikace SNCR	14
3. Popis kotle G230	16
3.1. Základní parametry kotle	16
3.2. Palivo	17
3.2.1. Parametry spalovaného paliva	17
3.3. Tlakový celek kotle	17
3.3.1. Napájení kotle	17
3.3.2. Ohřívák vody	18
3.3.3. Výparník	19
3.3.4. Kotlové těleso	19
3.3.5. Přehříváky páry	19
3.4. Mlýnské okruhy	20
3.5. Nosná konstrukce	21
3.6. Vzduchový trakt	21
3.6.1. Ohřívák vzduchu	22
3.7. Spalinový trakt	23
3.7.1. Kouřový ventilátor	23
4. Energetická bilance kotle	24
4.1. Sestavení energetické bilance	24
4.1.1. Složení soustavy	24

4.2.	Vymezení soustavy kotle G 230	25
5.	Účinnost parního kotle	26
5.1.	Způsoby výpočtu účinnosti a ztrát.....	26
5.1.1.	Přímý způsob stanovení účinnosti.....	26
5.1.2.	Nepřímý způsob stanovení účinnosti.....	27
6.	Výpočet účinnosti kotle na hnědé uhlí G 230	27
6.1.	Výpočet účinnosti metodou přímou.....	27
6.1.1.	Teplo přivedené (příkon)	28
6.1.2.	Teplo předané páře	28
6.1.3.	Účinnost	29
6.2.	Výpočet účinnosti metodou nepřímou.....	29
6.2.1.	Hmotnostní bilance spalování	29
6.2.2.	Výpočet stechiometrického objemu spalovacího vzduchu a vzniklých spalin	31
6.3.	Parametry spalin při nedokonalém spalování	32
6.3.1.	Součinitel přebytku vzduchu za parním kotlem	35
6.3.2.	Objem spalin vzniklých spálením 1kg paliva v místě na odchodu z PK	35
6.3.3.	Objem vlhkých spalin	35
6.3.4.	Střední měrná tepelná kapacita spalin	35
6.4.	Výpočet účinnosti.....	37
6.4.1.	Výpočet ztrát	37
6.4.2.	Konečný výpočet účinnosti.....	39
6.5.	Výpočet účinnosti s použitím technologie SNCR	40
6.5.1.	Teplo předané směsi SNCR.....	40
6.5.2.	Přepočet na množství paliva	40
6.5.3.	Výpočet ztrát s použitím technologie SNCR.....	40
6.5.4.	Konečný výpočet účinnosti s použitím technologie SNCR	42
6.6.	Přehled ztrát a účinností	42
7.	Závěr	43
8.	Použitá literatura.....	44

Seznam značení

Použité veličiny

Značka	Jednotka	Veličina
a_1	$[\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}]$	Podíl uhlíku paliva, spáleného na CO
b	$[\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}]$	Podíl nespáleného uhlíku paliva
c_s	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}]$	Střední měrná tepelná kapacita spalín
C	$[\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}]$	Obsah uhlíku
i	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	Entalpie
m	$[\text{kg}]$	Hmotnost
\dot{m}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	Hmotnostní tok
p	$[\text{Pa}]$	Tlak
\dot{Q}	$[\text{W}]$	Tepelný tok
Q_i	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	Výhřevnost paliva
t	$[\text{°C}]$	Teplota
ν	$[-]$	Součinitel respektující zvětšení objemu suchého vzduchu v důsledku vlhkosti
V	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	Objem vzduchu nebo spalín vztažený na 1kg paliva
X	$[\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}]$	Hmotnostní podíl složky tuhých zbytků
α	$[-]$	Součinitel přebytku vzduchu
ω	$[\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}]$	Objemový podíl složky ve směsi plynů
ζ	$[-]$	Relativní tepelná ztráta
η	$[-]$	Účinnost

Použité indexy

Index	Význam
Ar	Argon
C	Uhlík; hořlavina v tuhých zbytcích
CO	Oxid uhelnatý; hořlavina ve spalínách
CO ₂	Oxid uhličitý
ex	Výstupní; vnější
H ₂	Vodík
H ₂ O	Voda; vodní pára
i	Složka směsi; člen souboru
in	Vstupní; vnitřní

j	Jmenovitá hodnota
k	Koncový; komín
min	Minimální (teoretický)
N ₂	Dusík
nv	Napájecí voda
O ₂	Kyslík
pal	Palivo; přivedeno palivem
pop	Popílek
POV	Přehřev spalovacího vzduchu
pp	Přehřátá pára
pr	Přivedený; příkon
s	Spaliny
sk	Škvára; struska
sm	Směs
SNCR	Selektivní nekatalytická redukce
SO ₂	Oxid siřičitý
spal	Spalitelný
sr	Spaliny recirkulované
ss	Spaliny suché
ssr	Spaliny suché recirkulované
sv	Sdílení tepla do okolí
v	Vzduch
vs	Vzduch suchý
vyr	Vyrobený (výkon)
z	Ztráty
0	Počáteční; základní
1	Vstupní
2	Výstupní

Použité exponenty

Exponent	Význam
d	Sušina, suchý stav
daf	Hořlavina (palivo bez vody a popela)
r	Surový stav

Použité zkratky

Zkratka	Význam
EK	Ekonomizérová komora
EKO	Ekonomizér (ohřívák vody)
EO	Elektroodlučovače
EOP	Elektrárna Opatovice
KK	Kouřová klapka
LUVO	Ohřívák vzduchu
MO	Mlýnský okruh
NUt	Napájecí uzel teplý
PK	Přehříváková komora
SK	Spalovací komora
SCR	Selektivní katalytická redukce
SNCR	Selektivní nekatalytická redukce
TG	Turbogenerátor
USS	Uzel studené sběrný
VK	Vzduchová klapka
VTO	Vysokotlaký ohřívák
VV	Vzduchový ventilátor

1. Úvod

V současné době je celosvětová spotřeba elektrické energie z více než 44% uspokojována uhelnými elektrárnami. V České republice se uhelné elektrárny podílejí na výrobě elektrické energie přibližně jednou polovinou. Předpokladem jejich dalšího rozvoje je schopnost držet krok s vědeckým pokrokem v oblasti zvyšování energetické účinnosti a plnění požadavků emisních limitů, což je jedním z cílů environmentální politiky ČR. V současné době je kladen důraz především na snižování emisí NO_x , kdy provozovatelé, zejména velkých elektráren, budou nuceni postupně do roku 2016 dosáhnout emisních limitů $200 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$. [1]

Výhodu mají nově projektované velké zdroje, které již mají požadavky na plnění přísnějších limitů NO_x zohledněny v projektu nového zařízení, vycházejícího z nejnovějších poznatků a praktických zkušeností v oblasti snižování emisí NO_x .

Naopak pro většinu stávajících zařízení bude plnění tohoto limitu představovat značné problémy. Velká část dnes provozovaných kotlů pochází z doby, kdy byly kotle konstruovány pro vysoké přebytky vzduchu a přesnost měření a regulace zdaleka nedosahovala dnešní úrovně. Od 90. let byly postupně zpřísněvány emisní limity a zvyšovány požadavky na účinnost s cílem hospodárnějšího provozu. Díky tomu byly kotle postupně rekonstruovány a doplňovány přesnějším měřením a regulací. Tyto úpravy nebyly motivovány vždy jen snižováním emisních limitů, ale často také změnou parametrů paliva.

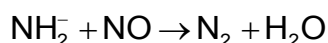
Primární opatření však u převážné většiny starších zařízení ke splnění emisních limitů NO_x nebude stačit. Bude proto nutné přistoupit k sekundárním opatřením snižování emisí NO_x ve spalínách jako jsou SCR (selektivní katalytická redukce) nebo SNCR (selektivní nekatalytická redukce). Právě druhá jmenovaná metoda sekundárního opatření SNCR a především její vliv na celkovou účinnost kotle je předmětem této bakalářské práce.

2. SNCR

2.1. Teorie

Selektivní nekatalytické redukce (SNCR) se řadí mezi sekundární opatření snižování již vzniklých oxidů dusíku ve spalinách spalovacího zařízení. Již z názvu vyplývá že se provozuje bez použití katalyzátoru a to při teplotách mezi 850 a 1100°C. Teplotní rozmezí je značně závislé na použitém reakčním činidle. [2]

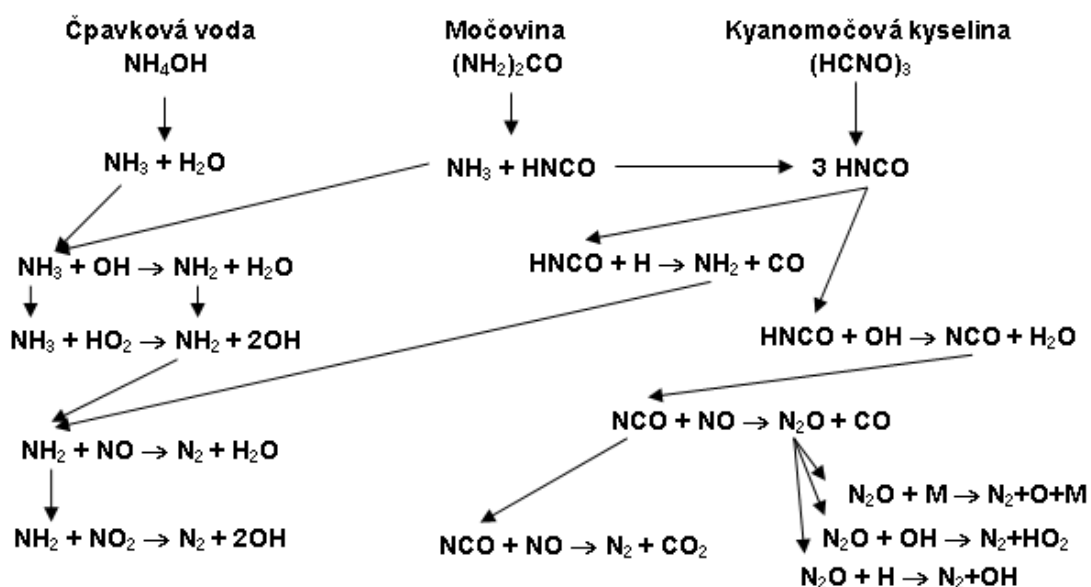
Princip redukce oxidů dusíku NO_x pomocí amoniových radikálů NH₂⁻ je znám již od 70 let 19 století. Základní chemická reakce je ve své podstatě velice jednoduchá.



Zdrojem těchto amoniových radikálů mohou být tři základní reagenty:

- 1) Močovina (NH₂)₂CO, obchodní název NOxOUT
- 2) Čpavková voda NH₄OH, obchodní název DeNOx
- 3) Kyanomočová kyselina (HNCO)₃, obchodní název RAPRENOx

Základní reakční schéma metody SNCR ilustruje průběh reakcí pro jednotlivé reagenty viz obr. 2.1. Reálné chemické schéma je však výrazně složitější, ve skutečnosti probíhá ca 150 reakcí. [3]



Obrázek 2.1 Reakční schéma metody SNCR [3]

Důležitou roli hraje teplotní rozmezí, neboť nad ním čpavek oxiduje a tak se tvoří dokonce více NO_x , a pod ním je podíl konverze příliš malý a dochází k úniku nezreagovaného čpavku. Pro zasažení vhodného teplotního okna, které se posouvá (zejména v závislosti na výkonu kotle), je k nástřiku čpavku zapotřebí několika nástřikových úrovní.

Pro dosažení vysokého podílu redukce NO_x a malého úniku čpavku, musíme docílit dostatečné promísení reakčního činidla se spaliny. Dalším důležitým parametrem je velikost kapek činidla. U malých kapek by docházelo k velmi rychlému odparu a reakce by probíhala při příliš vysokých teplotách, při kterých dochází ke snížení účinnosti redukce NO_x . Naopak u extrémně velkých kapek by docházelo k odparu pomalu, reakce by probíhala při příliš nízkých teplotách a docházelo by k úniku čpavku.

Nosné médium redukčního činidla může být stlačený vzduch, pára nebo voda. Pro SNCR může být využito primárních opatření, nosičem reakčního činidla může být předeheřtý vzduch nebo recirkulované spaliny.

Druh reakčního činidla má také vliv na tvorbu oxidu dusného (N_2O). Čpavek a hydroxid amonný vyvolává zanedbatelné množství N_2O , ale při vstřikování močoviny přímo do kotlů se N_2O tvořit může.

Většina problémů u zařízení SNCR se týká nerovnoměrného rozložení reakčního činidla ve spalovací komoře. Proto je nutné distribuci optimalizovat. Pro dosažení optimálního rozptýlu čpavku ve spalínách se využívá speciálního systému.

Reakce NO_x s močovinou na vodu a dusík značně závisí na teplotě a době prodlevy v potřebném teplotním rozmezí, stejně jako na poměru močoviny a NO_x . Oproti optimálnímu teplotnímu rozmezí ($850 - 1000^\circ\text{C}$) u čpavku a hydroxidu amonného je teplotní rozmezí u močoviny širší ($800 - 1100^\circ\text{C}$).

Požadovaná doba prodlevy uvnitř potřebného teplotního rozmezí je $0,2 - 0,5$ sec. Tento časový interval pro kontakt je dost proměnlivý a proto čpavek musí být spíše v nadstechimetrickém poměru k NO_x . Molární poměr NH_3 ku NO_x je potřeba optimalizovat. Při vyšším podílu čpavku je odstranění NO_x lepší, ale dochází ke čpavkovému skluzu a tím k nárůstu znečištění následujících jednotek (např. výměníků tepla, kouřovodů spalin). Pro vyrovnání těchto vlivů byl nalezen optimální poměr $\text{NH}_3:\text{NO}_x$ mezi 1,5 a 2,5.

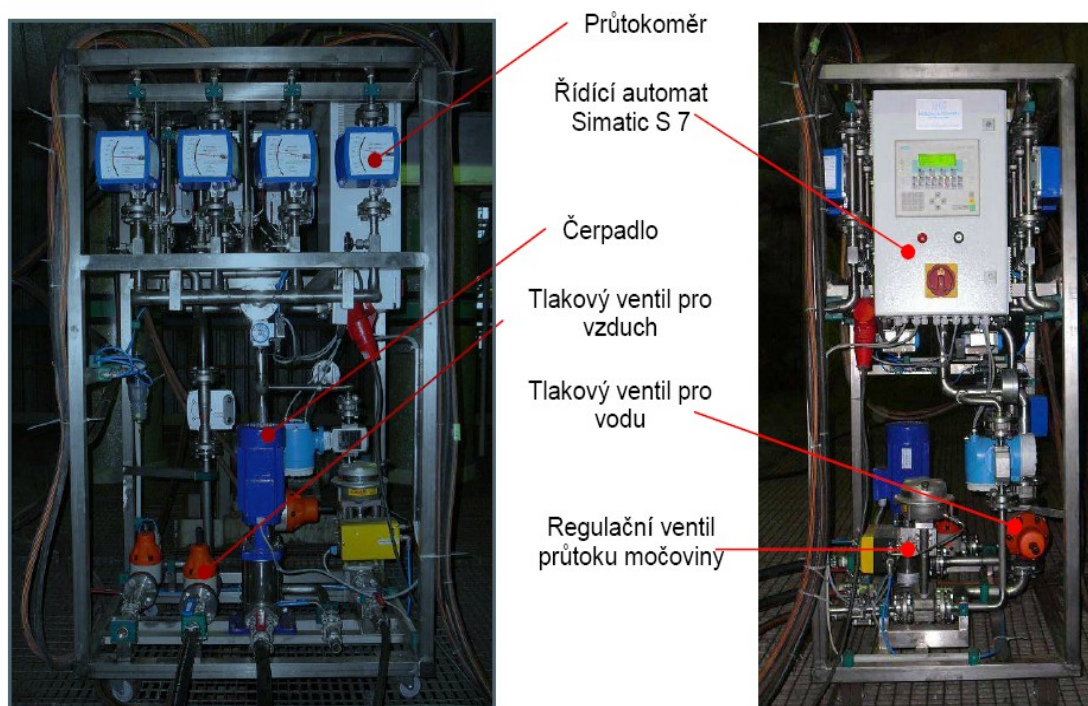
Montáž zařízení SNCR je jednoduchá a nezabírá příliš prostoru. Snížení NO_x metodou SNCR bývá nízké a proto se použití doporučuje u kotlů, které již mají dostatečně nízkou hladinu emisí nebo jsou vybaveny technikou primární redukce. Pro kotle se střídavým zatížením nebo proměnnou kvalitou paliva není metoda moc vhodná. [2]

2.2. Zkouška aplikace SNCR

Pro ověření možného budoucího použití metody SNCR u kotlů v Elektrárně Opatovice, byla provedena firmou Orgrez praktická zkouška. Cílem zkoušky bylo ověřit činnost technologie při různých výkonových hladinách kotle: 150, 200 a 250 t.h⁻¹, což odpovídá 60 %, 80 % a 100 % jmenovitého výkonu kotle.

Na kotli bylo změřeno teplotní pole a pomocí numerického modelu byly určeny místa, kam byly do stěn kotle nainstalovány příruby pro vstřikovací trysky technologie SNCR. Požadovaným výsledkem praktických zkoušek bylo ověření redukce NO_x, optimální umístění trysek a měření skluzu NH₃. Správné umístění trysek je důležité pro dosažení optimální redukce NO_x při minimální spotřebě redukčního prostředku a minimálních hodnot čpavkového skluzu.

Zkoušky byly provedeny pomocí mobilního směšovacího a měřicího zařízení, které je opatřeno osmi samostatně uzavíratelnými výstupy pro směs ředěného redukčního prostředku a dále osmi výstupy tlakového vzduchu pro rozprašování této směsi do spalovací komory. Směšovací a měřicí zařízení je vybaveno ručičkovými indukčními průtokoměry, tlakoměry a regulačními armaturami pro redukční prostředek, míchací a ředící vodu a tlakový vzduch. Dále je zde umístěno čerpadlo pro zvyšování tlaku míchací a ředící vody pro případ, že není k dispozici dostatečný tlak vody. Celé směšovací a měřicí zařízení je zobrazeno na obr. 2.2.



Obrázek 2.2 Směšovací a měřicí zařízení [4]

Redukční prostředek byl dopravován do trysek pomocí čerpacího zařízení viz. obr. 2.3, který dopravoval roztok z přistavené cisterny umístěné na kótě 0 m do směšovacího a měřícího zařízení umístěného na kótě + 24 m.



Obrázek 2.3 Čerpací zařízení [4]

Ve spalovací komoře byly provedeny dvě úrovně prostupů. Rozvod reagentu a vzduchu byl proveden pro každou úroveň pomocí hadic a uzavíracích kulových kohoutů ve směšovacím a řídicím modulu. Trysky byly instalovány do přírub na čelní stěně a obou bočních stěnách kotle.

Vybrané hodnoty ze zkoušek při jednotlivých výkonových úrovních kotle jsou znázorněny v přehledové tabulce 2.1.

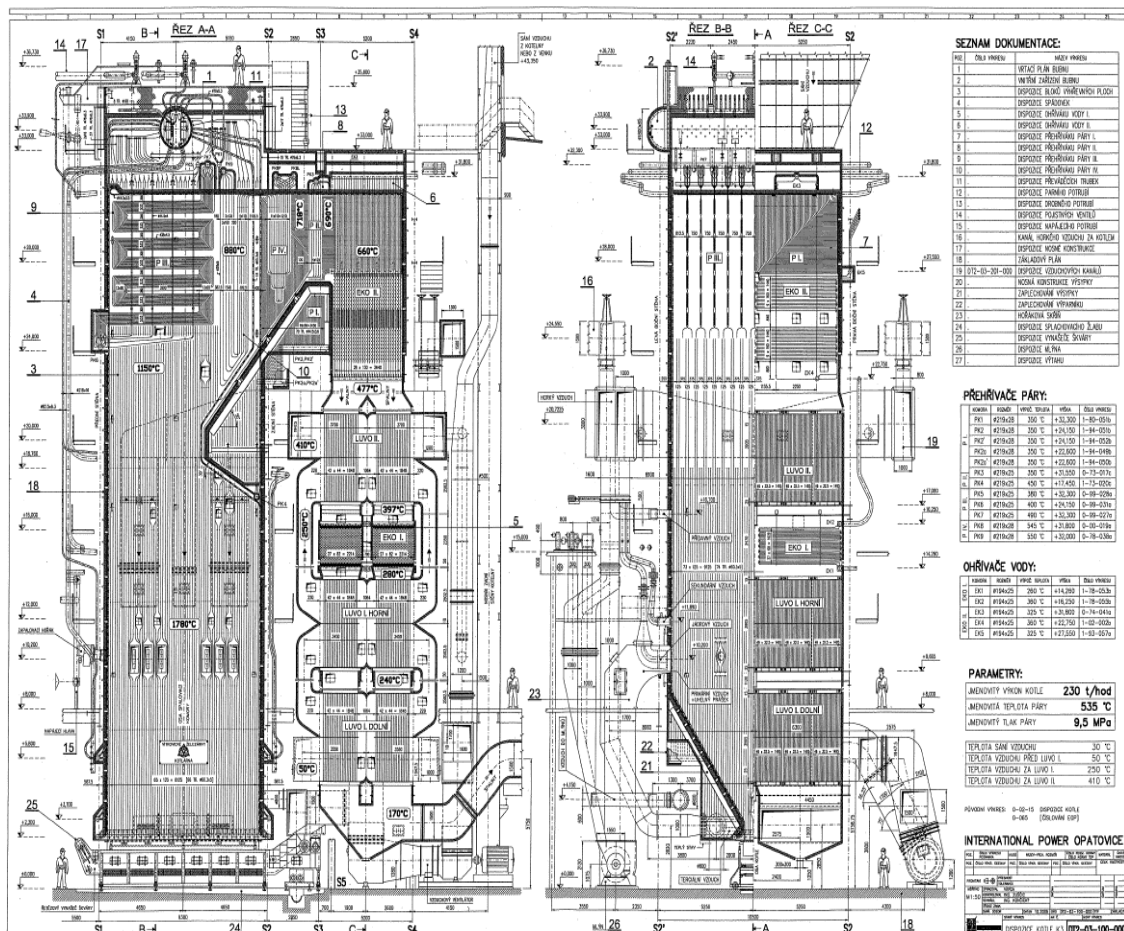
Název	Jednotky	60 [%] Jm. výkonu	80 [%] Jm. výkonu	100 [%] Jm. výkonu
hodnota NO _x	[mg.m _N ⁻³]	146	131	170
redukce NO _x	[mg.m _N ⁻³]	183	164	156
skluz NH ₃	[mg.m _N ⁻³]	16,94	9,39	15
hodnota CO	[mg.m _N ⁻³]	30	50	35
spotřeba močoviny	[l.h ⁻¹]	200	300	350
Spotřeba směsi	[l.h ⁻¹]	1600	1600	1600

Tabulka 2.1 Hodnoty naměřené při zkoušce

Pro výpočet vlivu metody SNCR na účinnost kotle dle zadání bakalářské práce, budou z hodnot naměřených při zkoušce, použity jen hodnoty spotřeby směsi močoviny a vody.

3. Popis kotle G230

Popis kotle vychází z místních provozních předpisů Elektrárny Opatovice [5]. K výrobě páry pro turbogenerátory je v EOP instalováno 6 kotlů o jmenovitém výkonu 250 t.h^{-1} vyrobených v 50. letech minulého století ve Vítkovických železárnách. Kotle jsou bubnové s přirozenou cirkulací, práškovým ohništěm, granulační, jednotahové s dodatkovými plochami, kde je teplo ze spalín využíváno k ohřevu napájecí vody viz. obr. 3.1.



Obrázek 3.1 Řez kotle G 230

3.1. Základní parametry kotle

	Minimální výkon	Jmenovitý výkon
Výkon kotle	109 MW	178 MW
Množství vyrobené páry	150 t.h^{-1}	250 t.h^{-1}
Jmenovitá teplota přehřáté páry	530 °C	530 °C
Jmenovitý tlak přehřáté páry	9,51 MPa	9,51 MPa
Jmenovitá teplota napájecí vody	195 °C	195 °C

Tabulka 3.1 Základní parametry kotle

3.2. Palivo

Palivo je do Elektrárny Opatovice dopravováno po železnici ze severočeských uhelných dolů. Prostory zauhlování jsou situovány na východ od hlavního výrobního bloku. Vykládání paliva se uskutečňuje ze samovysypných velkoprostorových vagónů do hlubinných zásobníků. Odtud pomocí vyhrnovacích vozů a gumových dopravníků je palivo dopravováno do zásobníků kotelny nebo na pohotovostní skládku, kde slouží jako rezerva při nedostatečném přísunu vagónů s uhlím z dolů.

3.2.1. Parametry spalovaného paliva

Pro výpočet účinnosti bylo použito palivo viz. tab.3.2 a tab.3.3.

Palivo – severočeské hnědé uhlí		
Výhřevnost	Q_i^r	14,5 MJ.kg ⁻¹
Voda	W_t^r	27 % _{hmot}
Popel	A^d	28,5 % _{hmot}

Tabulka 3.2 Parametry paliva

Prvkový rozbor paliva - hořlavina	
C^{daf}	72,20 %
H^{daf}	5,90 %
N^{daf}	1,10 %
O^{daf}	18,56 %
S^{daf}	2,24 %

Tabulka 3.3 Prvkový rozbor paliva

3.3. Tlakový celek kotle

3.3.1. Napájení kotle

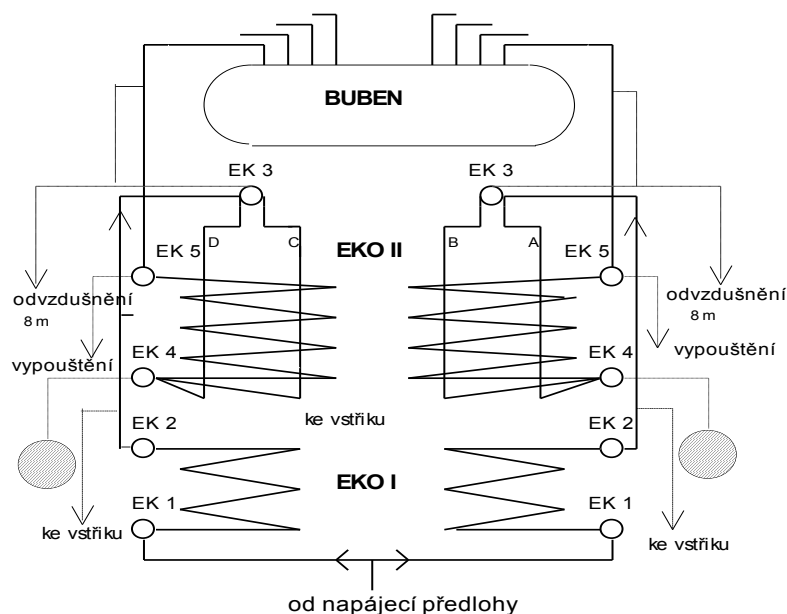
Napájecí voda je přivedena do kotle dvěma napájecími větvemi s plným osazením a výkonem. Pro provoz kotle stačí jedna napájecí větev, druhá je záložní. Každých 14 dní se provoz napájecích větví střídá.

Z výtlačku lichých napájecích čerpadel je vedena nap. voda tzv. studenou cestou do NUt. Sudá nap. čerpadla čerpají nap. vodu do NUt přes VTO (tzv. teplou cestou). Konstrukční uspořádání USS ale umožňuje provozovat čerpadla tak, že mohou dávat vodu jak teplou, tak studenou cestou, nebo přes propoj USS do libovolného kotle. Z NUt proudí napájecí voda buď pravou nebo

levou větví nad blokovým velínem do napájecí předlohy, kterou tvoří odvzdušnění, napájecí ventil, zpětná klapka a ruční uzavírací šoupě s vypouštěním na expandér kotelný. Napájecí voda je dále vedena do "T" kusu a odtud k pravé a levé vstupní komoře EKA I. Za "T" kus je připojeno potrubí DN 65 pro plnění kotle kondenzátem z TG nebo DEMI vodou. Čerpadlo s výkonem 500 l/min pro plnění kotle je umístěno v alkalizační místnosti kotle č. 3.

3.3.2. Ohřívák vody

Ohřívák vody zvaný také ekonomizér nebo zkráceně "EKO" je první výhřevnou plochou v parovodním traktu kotle. Pracovním médiem je voda, která se ohřívá ve dvou ekonomizérech umístěných v zadním tahu kotle. Tok napájecí vody je rozdělen na dvě samostatné větve, které se spojují až v napájecím žlabu kotelního bubnu viz obr. 3.2.



Obrázek 3.2 Uspořádání ohříváků vody [5]

Ekonomizér č.1

Je umístěn mezi LUVO I a LUVO II, jako 2 x 110 hadů v jedné sekci levé a pravé strany. Napájecí voda je vedena po obou stranách spal. komory do středu pravé (EK 1P) a levé (EK 2L) vstupní komory EKA I. Hady proudí nap. voda do výstupních komor EK 2P, L. Ze středu výstupních komor je napájecí voda odvedena vnějším propojovacím potrubím do EKA II.

Ekonomizér č.2

Z EKA I proudí napájecí voda vnějším potrubím na kótu 32 m do EK3 P, L, které jsou vstupními komorami EKA II. Z EK3 závěsnými trubkami sestupuje nap. voda do levé a pravé EK4 (22,75 m) a odtud soustavou hadu zavěšených

na závěsných trubkách do EK5 P, L (27,5 m) výstupních komor EKA II. Z vrchní části těchto komor je odvedena ohřátá voda čtyřmi trubkami do napájecího žlabu bubnu.

3.3.3. Výparník

G 230 je kotel s přirozenou cirkulací kotelní vody (cirkulační číslo - 7) a jeho odpařovací systém je tvořen, kotelním válcem - bubnem, zavodňovacím potrubím, komorovým rámem s odvodněním a výparníkem, který vytváří stěny spalovací komory.

Napájecí voda je do bubnu přivedena osmi trubkami, které ústí do napájecího žlabu, ze kterého volně přetéká do hladiny kotelní vody. Ze dna bubnu, 8-mi zavodňovacími trubkami ze střední části (prvního stupně) a 4-mi trubkami z dvou krajních částí (druhých stupňů) jsou vnějškem kotle zavodňovány komory, které v nejspodnější části spalovací komory vytváří komorový rám. Z komorového rámu vytéká kotelní voda do varných trubek - várníc, kde vlivem značného příkonu tepla dochází k postupnému odpařování. Rozdílem měrných hmotností kotelní vody v zavodňovacích trubkách a parovodní směsi ve varnici dochází k přirozené cirkulaci. Varnicemi, které se dvě a dvě před bubnem spojují v jednu, vstupuje směs vody a páry do odděleného prostoru v bubnu. Z tohoto prostoru přes soustavu cyklónů, kde jsou oddělovány kapičky vody vystupuje téměř sytá pára do parního prostoru bubnu a přes systém žaluzií (prádlo) v horní části bubnu je odváděna parovody do přehříváků.

3.3.4. Kotlové těleso

Kotlové těleso má celkovou délku 11700 mm, je zakončeno polokulovitými čely. Vnější průměr je 1800 mm, tloušťka stěny 85 mm, hmotnost včetně vestavby je 45 t. Kotlové těleso je vyrobeno svařováním z materiálu 13 123.1. Celkový objem je 23,12 m³.

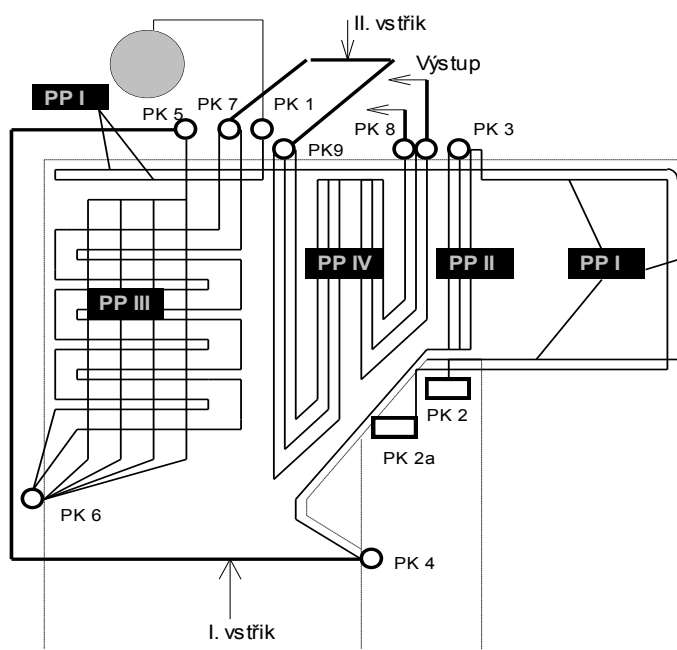
3.3.5. Přehříváky páry

Kotel G 230 má 4 dílný přehřívací systém z vhodně kombinovaných sálavých a konvekčních ploch jednotlivých přehříváků. Tato kombinace má docílit rovnoměrné na výkonu nezávislé přehřátí. Pára je de facto bez tlakového rozdělení (nedělené komory) vedena a měřena v pravé a levé větvi. Mezi druhým a třetím přehřívákem je z PK 4 do PK 5 vyvedena vnějším parovodem do kterého je zaústěn první vstřík. Na výstup z třetího přehříváku páry je pomocí vnějších parovodů provedeno překřížení pravé a levé větve a záměnou vstupní komory PK 8 za PK 9 změněn směr proudění čtvrtého přehříváku na souproud.

Do vnějších parovodů je zároveň zaústěn druhý vstřík. Výstupní komory PK 8 jsou dvě a konstrukčně je čtvrtý přehřívák z důvodů rovnoměrného proudění páry řešen jako "Z" výstup. Uspořádání přehříváků je znázorněno na obr. 3.3.

Přehřívák	Délka hadů [m]	Teplosměnná plocha [m]
I	4172	526
II	3920	391
III	6444	926
IV	5793	633

Tabulka 3.4 Parametry přehříváků



Obrázek 3.3 Uspořádání přehříváků páry [5]

3.4. Mlýnské okruhy

Kotel G 230 má tlukadlové mlýny s přímým foukáním uhlénoho prášku do spalovací komory. Každý kotel má 4 mlýnské okruhy, přičemž pro plný výkon postačují pouze 3 mlýny, pokud je spalováno vyhovující palivo (průměr 14,5 MJ/kg). Parametry mlýna jsou uvedeny v tabulce 3.5.

Mlýnský okruh se skládá z těchto částí:

- Podavače s uhlíkovou svodkou a zásobníkem paliva
- Sušky se vstupní skříní
- Vzduchovody
- Vlastní mlýny
- Třídící šachta s vestavbou
- Ambrazura

Maximální výkon mlýna	28 t.h ⁻¹
Mlecí práce	10 – 12 kWh.t ⁻¹
Otáčky rotoru	980 ot.min ⁻¹
Počet tlukadel	102 ks
Výkon el. motoru	400 kW
Napětí el. motoru	6,3 kV

Tabulka 3.5 Parametry mlýna

3.5. Nosná konstrukce

Konstrukce kotle nese hmotu celého kotle se zazdívkou a vodním obsahem tlakového systému. Nosná konstrukce je tvořena osmi hlavními nosnými sloupy a dvěma sloupy pomocnými. Všechny tyto sloupy jsou zakotveny 1800 mm dlouhými kotevními šrouby M 42 mm. Sloupy jsou dle pevnostního výpočtu mezi sebou propojeny příčely a nosníky.

Sloupy konstrukce spalovací komory jsou situovány v rozích spalovací komory jako základní nosné články kotelní konstrukce. Sloupy jsou svařované, křížového profilu. Celková výška sloupu je 34,930 m. Na kótě 7,992 m je provedeno obvodové propojení. Na kótě 17,790 je provedeno boční propojení po obou stranách a čelní propojení. Na konci sloupů v úrovni 34,930 m je provedeno čelní propojení svařovaným nosníkem I - 1900 mm. Na kótě 8,8 m je dvojité boční propojení nosníky I - 340 mm pro zakotvení stěn várníc. Na kótě 15,0 m je nosná konstrukce kotle propojena s nosnou konstrukcí plošiny.

Základní články celé konstrukce jsou dostatečně vzdáleny od spalovací komory, aby nedošlo k jejich vyhřátí a tím ke snížení pevnosti.

Nosné konstrukce zadního tahu je tvořena 4 základními sloupy, křížového složeného profilu. Tyto sloupy jsou situovány v rozích dodatkových ploch. Mimo tyto sloupy jsou v konstrukci dodatkových ploch ještě dva pomocné, které jdou až do úrovně 17,080 m. Propojení na konstrukci spalovací komory je provedeno pouze v úrovni společných plošin a ochozů a to vesměs profily I - 160 mm a I - 320 mm.

3.6. Vzduchový trakt

Spalovací vzduch dodávají dva rovnotlaké axiální ventilátory. Jejich součtový výkon je dimenzován na 140 - 150 % jmenovitého výkonu kotle, což značí, že s jedním vzduchovým ventilátorem lze kotel provozovat do 150 t.hod⁻¹, dle okamžitých poměrů daných hlavně kvalitou paliva.

Na kótě 42 m je vzduch nasáván v závislosti na venkovní teplotě z vnitřní nebo z vnější strany kotelny. Dále je vzduch veden nasávací šachtou

až na podlaží 8m, kde je rozdělen do sání každého ventilátoru. Na této šachtě je měřena teplota a množství nasávaného vzduchu. Na podlaží 15 m je na každé straně zaústěno potrubí recirkulace, kterým se reguluje teplota v sání ventilátorů na 60°C. Pod úrovní podlaží 8 m jsou před každým ventilátorem uzavírací klapky VK 4. Na výtlaku VV jsou uzavírací klapky VK 6P a VK 6L. Za těmito klapkami pokračuje výstupní vzduchovod se vstupy do spodního dílu na 4 samostatné větve, které se spojí až za LUVO II. Ještě před vstupem do LUVA I jsou vzduchovody (levý a pravý) propojeny na úrovni cca 5 m. Tento propoj je uzavíratelný klapkou VK 8.

Z propoje je vyveden na obou stranách studený vzduch pro mlýny. Pro jeden mlýn dva obdélníkové přívody do vstupní skříně mlýna. Tyto vstupy do vstupní skříně mají dálkově regulovatelné množství. Za propojovacím vzduchovodem se dělí jak levý, tak pravý vzduchovod na přední a zadní. Horký vzduch 410°C je veden po obou stranách kotle sběrnými vzduchovody, ze kterých je odebírán na jednotlivá místa spotřeby, a to:

1. Pro každý mlýn je vyústěn jeden součtový vzduchovod primárního, jádrového a sekundárního vzduchu. Průřez primárního vzduchu je uzavíratelný vzduchovým šoupátkem.

2. Mezi odvody pro mlýnské okruhy je ze sběrných vzduchovodů odbočen vzduchovod terciárního a přídatného vzduchu. Tento vzduchovod je svisle veden pod úroveň 8 m, kde ústí do rozdělovacího potrubí pro hubice terciárního vzduchu, vyvedené mezi varnicemi do výsypky. Ovládací klapka je instalována na kótě 12 m a je opatřena servopohonem. Tato klapka je označena jako VK 12P a VK 12L.

3.6.1. Ohřívák vzduchu

Ohřívák vzduchu je tvořen dvoudílným LUVO I a jednodílným LUVO II. Všechny díly LUVA jsou trubkové. Oba díly LUVA I jsou uloženy na konzolách ocelové konstrukce dodatkových ploch. Každý díl LUVA má uprostřed dělicí vratnou stěnu a otočení proudu vzduchu se děje vždy ve střední nezatrubkované části. Každá sekce má dvě trubkovnice 25 mm, materiálu ČSN 10370.0, do kterých je zavařeno celkem 12384 trubek 4 m dlouhých o průměru 42/2 mm. Druhý díl LUVA I je totožný s prvním dílem. Vstupující vzduch 65 - 70°C je ohříván v LUVO I na 280 °C, což je vstupní teplotou do LUVA II.

3.7. Spalinový trakt

Na výsypku pod dodatkovými plochami jsou napojeny dva kouřovody svařené z plechu ČSN 10 370 o síle 5 mm. Jako uzavírací orgány jsou instalovány žaluziové klapky. Za šikmými výstupy z výsypek pod dodatky jsou na vodorovné části umístěny klapky KK 3 L a P a před nimi propojovací KK 4. Propojení levého a pravého kouřovodu slouží pro případ provozu kotle s jedním kouřovým ventilátorem. Kouřovody jsou vyztuženy profilovými výztuhami a opatřeny vlnovcovými dilatacemi. Kouřovody jsou po celé délce izolovány.

Vodorovné kouřovody přecházejí za východní stěnou kotelny v šikmé vstupy do mechanických odlučovačů. Před ohybem jsou na stěně kouřovodů vybudovány výsypky se šikmými svodkami.

Za mechanickými odlučovači a elektroodlučovači se 4 kouřové tahy spojují do dvou nad sací skříní kouřového ventilátoru. Bezprostředně za výstupem z EO jsou namontovány dilatace ze sklotextilu.

Výtlaky kouřových ventilátorů jsou napojeny na ocelové kouřovody a lze je pomocí klapky přerazovat na odsiřovací závod nebo do původních komínů. Základní provoz je na odsiřovací závod.

3.7.1. Kouřový ventilátor

Pro odvod spalin ze spalovací komory jsou instalovány dva kouřové ventilátory, z nichž každý je schopen pokrýt 60 % jmenovitého výkonu kotle.

Ventilátor ARC 1800 je axiální rovnotlaký ventilátor. Oběžné kolo rotuje v dělené skříní a je upevněno na přírubovém pouzdru vnitřního ložiska. Vnitřní přírubové ložisko zachycuje radiální síly. Je chlazeno přisávaným vzduchem proudícím chladicí trubicou podél hřídele ventilátoru. Teplota vnitřního ložiska je kontrolována vestavěným odporovým teploměrem. Vnější přírubové ložisko je umístěno na stoličce sací komory. Zachycuje převážně axiální síly a je chlazeno vzduchem. Mazání je zajištěno olejem J 4.

Difusory jsou u výstupních lopatek zesíleny. Výstupní lopatky jsou vyměnitelné, přístup k oběžnému kolu a výstupním lopatkám umožňuje průlez. Sací komora je pevně spojena se stoličkou, která je šrouby připevněna k základu. Ventilátor je umístěn na společném rámu s el. motorem. K pohonu ventilátoru je použit el. motor spojený s ventilátorem pružnou spojkou. Spojka je opatřena ochranným krytem.

4. Energetická bilance kotle

Při sestavování celkové energetické bilance se pohlíží na kotel jako na energetický stroj, který transformuje chemicky vázanou energii v palivu uvolňovanou spalováním do pracovního média. Médium bývá voda nebo pára. Transformace neprobíhá dokonale, neboť je spojena se vznikem určitých energetických ztrát, které se převádějí na jejich tepelný ekvivalent a umožňují tak definovat celkovou tepelnou účinnost kotle η_k . [6]

4.1. Sestavení energetické bilance

Nejdůležitější podmínkou při výpočtu účinnosti je správné vymezení soustavy, v jejímž rozsahu se energetická bilance parního kotle tvoří. Hranice soustavy se musí stanovit tak, aby bylo možné správně a jednoznačně měřit všechny hmotnostní a energetické toky, vstupující i vystupující ze soustavy.

4.1.1. Složení soustavy

1) vlastní parní kotel, tj. soubor výměníků tepla, v nichž se:

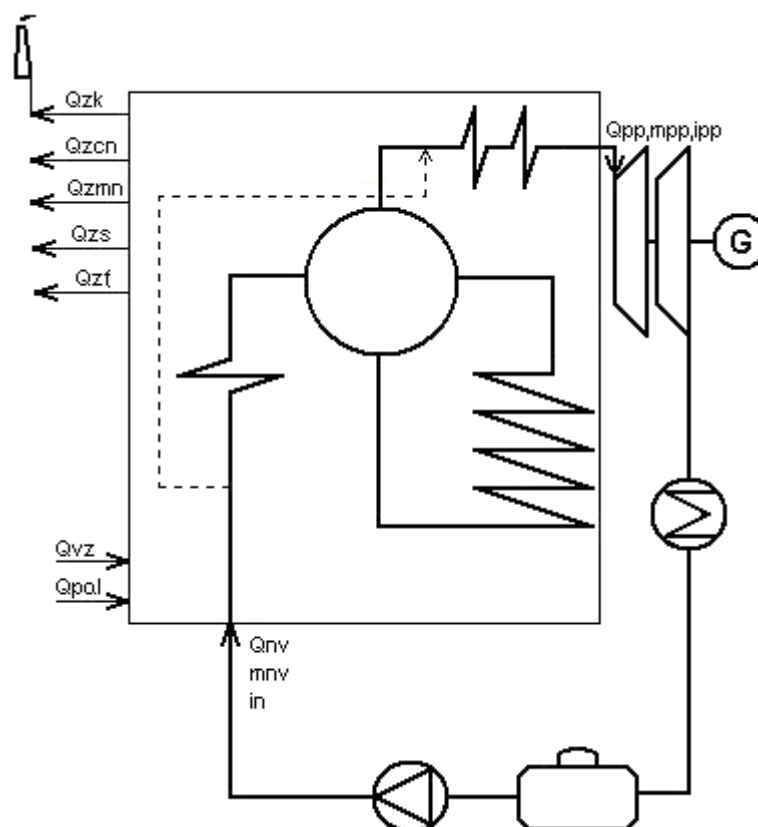
- napájecí voda dohřívá a odpařuje, vyrobená pára přehřívá, popřípadě také částečně expandovaná a ochlazená pára znovu přehřívá;
- ohřívá (popřípadě suší) spalované palivo;
- ohřívá spalovací vzduch;

jakož i zařízení potřebná pro zajištění recirkulace pracovních látek v těchto výměnících;

2) pomocné zařízení, tj. soubor různých strojních popřípadě také stavebních, chemických či jiných zařízení pro:

- dopravu a úpravu použitých paliv (dopravníky a podavače uhlí, mlýny na uhlí s příslušnými třídiči, odlučovači a ventilátory, čerpadla kapalných paliv a podobně);
- dopravu spalovacího vzduchu (vzduchové ventilátory);
- dopravu spalin (kouřové ventilátory);
- dopravu a úpravu tuhých zbytků (vynašeče, drtiče, a dopravníky škváry, strusky a popílku, výměníky tepla pro chlazení tuhých zbytků a podobně);
- čištění spalin (odlučovače popílku, odsiřovací zařízení, denox a podobně); [7]

4.2. Vymezení soustavy kotle G 230



Obrázek 4.1 Schéma vymezení soustavy

- Q_{nv} - teplo přivedené v napájecí vodě
- m_{nv} - množství napájecí vody
- i_{nv} - entalpie napájecí vody
- Q_{pp} - teplo odvedené v páře
- m_{pp} - množství páry
- i_{pp} - entalpie páry
- Q_{vz} - teplo přivedené spalovacím vzduchem (neohřívá se mimo vymezenou soustavu)
- Q_{pal} - teplo přivedené palivem (neohřívá se mimo vymezenou soustavu)
- Q_{zk} - komínová ztráta
- Q_{zcn} - ztráta chemickým nedopalem
- Q_{zmn} - ztráta mechanickým nedopalem
- Q_{zs} - ztráta sáláním
- Q_{zf} - ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Vstříky neuvážujeme, protože jsou uvnitř soustavy. Odluh a odkal neuvážujeme, protože se používá jen mimořádně při zhoršení chemických hodnot.

5. Účinnost parního kotle

U parního kotle rozlišujeme hrubou účinnost (účinnost vlastního parního kotle) a čistou účinnost (účinnost úplné soustavy parního kotle s příslušným pomocným zařízením).

V praxi se většinou vyjadřuje hrubá účinnost a uvádí se údaj o vlastní spotřebě pomocných zařízení nutných pro provoz kotle.

Všeobecně je účinnost dána poměrem výkonu, tj. energie dodané vodě a páře ve výměnících tepla parního kotle k příkonu tj. energii přivedené do parního kotle v palivu a nebo z cizích zdrojů (tj. zdrojů mimo vl. parní kotel). [7]

$$\eta = \frac{Q_{\text{vyr}}}{Q_{\text{pr}}} [\%] \quad (1)$$

\dot{Q}_{vyr} - teplo vyrobené (výkon) [W]

\dot{Q}_{pr} - teplo přivedené (příkon) [W]

5.1. Způsoby výpočtu účinnosti a ztrát

Účinnost může být stanovena způsobem přímým nebo nepřímým. Obě metody jsou z hlediska fyzikálního (z hlediska energetické a hmotnostní bilance) i matematického rovnocenné. Pokud se musí zkoušky provádět na velkých parních kotlích spalujících tuhá paliva, bývá výhodnější metoda nepřímá (stanovení velkých hmotnostních toků je u tuhých paliv obtížné).

Zjištění významných ztrát je však účelné také při stanovení účinnosti přímým způsobem. U přímého a nepřímého stanovení účinnosti jsou rozdílné nejistoty naměřených hodnot a vypočtených výsledků; zásadně má být volen způsob, u něhož je nejistota menší.

5.1.1. Přímý způsob stanovení účinnosti

Přímým způsobem se účinnost stanoví jako poměr energie předané vodě a páře popřípadě jiným látkám ohříváním v parním kotli (nebo: zvětšení entalpie těchto látek) k příkonu, tj. veškeré energii přivedené zevně do parního kotle.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{\text{pp}} - \dot{Q}_{\text{nv}}}{\dot{Q}_{\text{pr}}} [\%] \quad (2)$$

\dot{Q}_{pp} - teplo předané páře [W]

\dot{Q}_{nv} - teplo přivedené v napájecí vodě [W]

\dot{Q}_{pr} - teplo přivedené (příkon) [W]

5.1.2. Nepřímý způsob stanovení účinnosti

Nepřímým způsobem se účinnost stanoví jako poměr rozdílu veškeré energie přivedené zevně do parního kotle a úhrnu ztrát energie v parním kotli, k příkonu tj. veškeré energii přivedené zevně do parního kotle; nebo jako rozdíl 1 a poměru ztrát k příkonu.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{pr} - \dot{Q}_z}{\dot{Q}_{pr}} = 1 - \frac{\dot{Q}_z}{\dot{Q}_{pr}} [\%] \quad (3)$$

\dot{Q}_{pr} - teplo přivedené (příkon) [W]

\dot{Q}_z - tepelné ztráty [W]

6. Výpočet účinnosti kotle na hnědé uhlí G 230

Výpočet je proveden pro tři výkonové hladiny kotle. Pro výpočet jednotlivých výkonových hladin kotle byl použit program EXCEL, který je součástí přílohy. Celý výpočet je proveden podle normy ČSN 07 0302 včetně použitého značení a názvosloví. Potřebné hodnoty pro výpočet jsou uvedené v Tab.6.1.

Hodnoty potřebné pro výpočet			
Výkon kotle	109MW	150MW	178MW
Obsah O ₂ ve spalínách	5 %	4,6%	4,2%
Teplota tuhých zbytků	600°C		
Teplota spalin	165°C	167,5°C	170°C
Naměřený objemový podíl CO ve spalínách	0,00013 m ³ .m ⁻³	0,00009 m ³ .m ⁻³	0,000137 m ³ .m ⁻³
Hmotnostní podíl uhlíku ve škváře	1,55 %		
Hmotnostní podíl uhlíku v popílku	0,9 %		
Hmotnostní podíl složky tuhých zbytků ve škváře	15 %		
Hmotnostní podíl složky tuhých zbytků v popílku	85 %		

Tabulka 6.1 Hodnoty pro výpočet

6.1. Výpočet účinnosti metodou přímou

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{vyr}}{\dot{Q}_{pr}} [-]$$

\dot{Q}_{vyr} - teplo vyrobené (výkon) [W]

\dot{Q}_{pr} - teplo přivedené (příkon) [W]

6.1.1. Teplo přivedené (příkon)

Teplo přivedené do parního kotle s 1 kg paliva

$$Q_1 = Q_i^r + \Delta Q_{POV} + \Delta Q_{pal} + \Delta Q_{sr} \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]} \quad (4)$$

Q_i^r - výhřevnost paliva [kJ.kg⁻¹]

ΔQ_{POV} - teplo přivedené předehřevem spalovacího vzduchu [kJ.kg⁻¹]

ΔQ_{pal} - teplo přivedené předehřevem paliva [kJ.kg⁻¹]

ΔQ_{sr} - teplo přivedené recirkulací spalin [kJ.kg⁻¹]

Počítaný kotel G230 nemá předehřev vzduchu, paliva ani recirkulaci spalin.

$$Q_1 = Q_i^r \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]}$$

Příkon

$$\dot{Q}_{pr} = \dot{m}_{pal} \cdot Q_i \text{ [W]} \quad (5)$$

\dot{m}_{pal} - množství přivedeného paliva [kg.s⁻¹]

Q_i^r - výhřevnost paliva [kJ.kg⁻¹]

Výhřevnost severočeského hnědého uhlí používaného v současnosti v EOP je $Q_i = 14500 \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]}$

Naměřená spotřeba paliva

$$\dot{m}_{pal} = 8,69 \text{ [kg.s}^{-1}\text{]} \cong 31,3 \text{ [t.h}^{-1}\text{]}$$

Výpočet množství tepla přivedeného palivem při výkonu kotle 150 t/h páry a při teplotě napájecí vody 195 [°C].

$$\dot{Q}_{pr} = 8,69 \cdot 14500 = 126005 \text{ [kW]} \cong 126 \text{ [MW]}$$

6.1.2. Teplo předané páře

Pro hmotnostně bezztrátový režim VT traktu parního kotle platí:

$$\dot{m}_{nv} = \dot{m}_{pp} = \dot{m}_0 \text{ [kg.s}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{Q}_{vyr} = \dot{Q}_{pp} - \dot{Q}_{nv} = \dot{m}_0 \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \text{ [W]} \quad (6)$$

\dot{m}_{pp} - množství přehřáté páry [kg.s⁻¹]

\dot{m}_{nv} - množství napájecí vody [kg.s⁻¹]

\dot{m}_0 - výpočtový průtok [kg.s⁻¹]

i_{pp} - entalpie přehřáté páry [kJ.kg⁻¹]

i_{nv} - entalpie napájecí vody [kJ.kg⁻¹]

Entalpii napájecí vody a přehřáté páry zjistíme z parních tabulek. [8]

$i_{pp} = 3455 \text{ [kJ.kg}^{-1}]$ při tlaku 9.5 [MPa] a teplotě 530 [°C]

$i_{nv} = 835 \text{ [kJ.kg}^{-1}]$ při tlaku 12 [MPa] a teplotě 195 [°C]

$\dot{m}_0 = 150 \text{ [t.h}^{-1}] \Rightarrow 41,7 \text{ [kg.s}^{-1}]$

Výpočet výkonu kotle G230 při 150 [t.h⁻¹] vyrobené páry a při teplotě napájecí vody 195 [°C].

$$\dot{Q}_{vyr} = 41,7 \cdot (3455 - 835) = 109254 \text{ [kW]} \Rightarrow 109 \text{ [MW]}$$

6.1.3. Účinnost

dle rovnice (1)

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{vyr}}{\dot{Q}_{pr}} = \frac{109254}{126005} = 0,867 = 86,7 \text{ [%]}$$

6.2. Výpočet účinnosti metodou nepřímou

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{pr} - \dot{Q}_z}{\dot{Q}_{pr}} = 1 - \frac{\dot{Q}_z}{\dot{Q}_{pr}} \text{ [%]}$$

6.2.1. Hmotnostní bilance spalování

a) Složení paliva se uvádí pro palivo vstupující do sledované soustavy.

- výhřevnost Q_i^r
- obsah vody W_t^r
- obsah popela A^r
- obsah hořlaviny DAF^r

$$W_t^r + A^r + DAF^r = 1 \text{ [-]} \quad (7)$$

b) Pro přesnější výpočty spalovacích pochodů a výpočty přenosu tepla se musí uvádět také prvkový rozbor buď paliva vstupujícího do sledované soustavy, nebo hořlaviny. Prvky tvořící hořlavinu jsou H, C, S, N, O.

Přepočet paliva na surový stav

K výpočtu musí být známo prvkové složení paliva. Hořlavé složky v 1 kg paliva jsou určeny prvkovým složením hořlaviny.

$$C^{daf} + H^{daf} + S^{daf} + O^{daf} + N^{daf} = 1 \text{ [-]} \quad (8)$$

V surovém stavu s obsahem balastu, tj. obsahem vody W^r a popela A^r .

$$C^r + H^r + S^r + O^r + N^r + W^r + A^r = 1 \text{ [-]} \quad (9)$$

Z prvkového složení hořlaviny přepočteme obsahy jednotlivých prvků na surový stav (v původním palivu).

Obsah popela v surovém stavu

$$A^r = A^d \cdot (1 - W^r) \quad [-] \quad (10)$$

$$A^r = 0,285 \cdot (1 - 0,27) \quad [-]$$

$$A^r = 0,208 \cdot 100 = 20,8 \quad [\%]$$

Ostatní složky

Uhlík

$$C^r = C^{daf} \cdot (1 - W^r - A^r) \quad [-] \quad (11)$$

$$C^r = 0,722 \cdot (1 - 0,27 - 0,208) \quad [-]$$

$$C^r = 0,3768 \cdot 100 = 37,68 \quad [\%]$$

Vodík

$$H^r = H^{daf} \cdot (1 - W^r - A^r) \quad [-] \quad (12)$$

$$H^r = 0,059 \cdot 0,522 \quad [-]$$

$$H^r = 0,0308 \cdot 100 = 3,08 \quad [\%]$$

Dusík

$$N^r = N^{daf} \cdot (1 - W^r - A^r) \quad [-] \quad (13)$$

$$N^r = 0,011 \cdot 0,522 \quad [-]$$

$$N^r = 0,0057 \cdot 100 = 0,57 \quad [\%]$$

Kyslík

$$O^r = O^{daf} \cdot (1 - W^r - A^r) \quad [-] \quad (14)$$

$$O^r = 0,1856 \cdot 0,522 \quad [-]$$

$$O^r = 0,0969 \cdot 100 = 9,69 \quad [\%]$$

Síra

$$S^r = S^{daf} \cdot (1 - W^r - A^r) \quad [-] \quad (15)$$

$$S^r = 0,0224 \cdot 0,522 \quad [-]$$

$$S^r = 0,0117 \cdot 100 = 1,17 \quad [\%]$$

Exponenty:

r surový stav

daf hořlavina (palivo bez vody a popela)

d sušina, suchý stav

6.2.2. Výpočet stechiometrického objemu spalovacího vzduchu a vzniklých spalin

Minimální objem suchého vzduchu

$$V_{vs\min} = \frac{22,39}{0,2095} \left[\frac{C^r}{12,011} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,066} - \frac{O^r}{32,00} \right] [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (16)$$

$$V_{vs\min} = \frac{22,39}{0,2095} \left[\frac{0,3768}{12,011} + \frac{0,0308}{4,032} + \frac{0,0117}{32,066} - \frac{0,0969}{32,00} \right] [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$V_{vs\min} = 3,885 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Minimální objem suchých spalin vztažených na 1 kg paliva

$$V_{ss\min} = \frac{22,26}{12,011} \cdot C^r + \frac{21,89}{32,066} \cdot S^r + \frac{22,40}{28,016} N^r + 0,7905 \cdot V_{vs\min} [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (17)$$

$$V_{ss\min} = \frac{22,26}{12,011} \cdot 0,3768 + \frac{21,89}{32,066} \cdot 0,0117 + \frac{22,40}{28,016} \cdot 0,0057 + 0,7905 \cdot 3,885 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$V_{ss\min} = 3,782 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Vodní páry ve spalinách

$$V_{sH_2O\min} = 11,1111 \cdot H^r + 1,2433 \cdot W^r + (\nu - 1) \cdot V_{vs\min} [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (18)$$

$$V_{sH_2O\min} = 11,1111 \cdot 0,0308 + 1,2433 \cdot 0,27 + (1,016 - 1) \cdot 3,885 = 0,740 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Součinitel respektující zvětšení objemu suchého vzduchu v důsledku vlhkosti (při $t = 20 [^{\circ}\text{C}]$, $p = 98,45 [\text{kPa}]$ a $\phi = 65 [\%]$) $\nu = 1,016 [-]$

Složky stechiometrických objemů pro dokonalé spalování

Složení suchého spalovacího vzduchu

$$V_{vCO_2} = 0,0003 \cdot V_{vs\min} = 0,0003 \cdot 3,885 = 0,00117 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (19)$$

$$V_{vN_2} = 0,7809 \cdot V_{vs\min} = 0,7809 \cdot 3,885 = 3,034 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (20)$$

$$V_{vAr} = 0,0093 \cdot V_{vs\min} = 0,0093 \cdot 3,885 = 0,036 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (21)$$

Stechiometrické objemy jednotlivých složek v suchých spalinách pro dokonalé spalování

$$V_{sCO_2} = \frac{22,26}{12,011} \cdot C^r = 1,853 \cdot 0,377 = 0,698 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (22)$$

$$V_{sSO_2} = \frac{21,89}{32,066} \cdot S^r = 0,6827 \cdot 0,0117 = 0,00798 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (23)$$

$$V_{sN_2} = \frac{22,40}{28,016} \cdot N^r = 0,7995 \cdot 0,0057 = 0,00459 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (24)$$

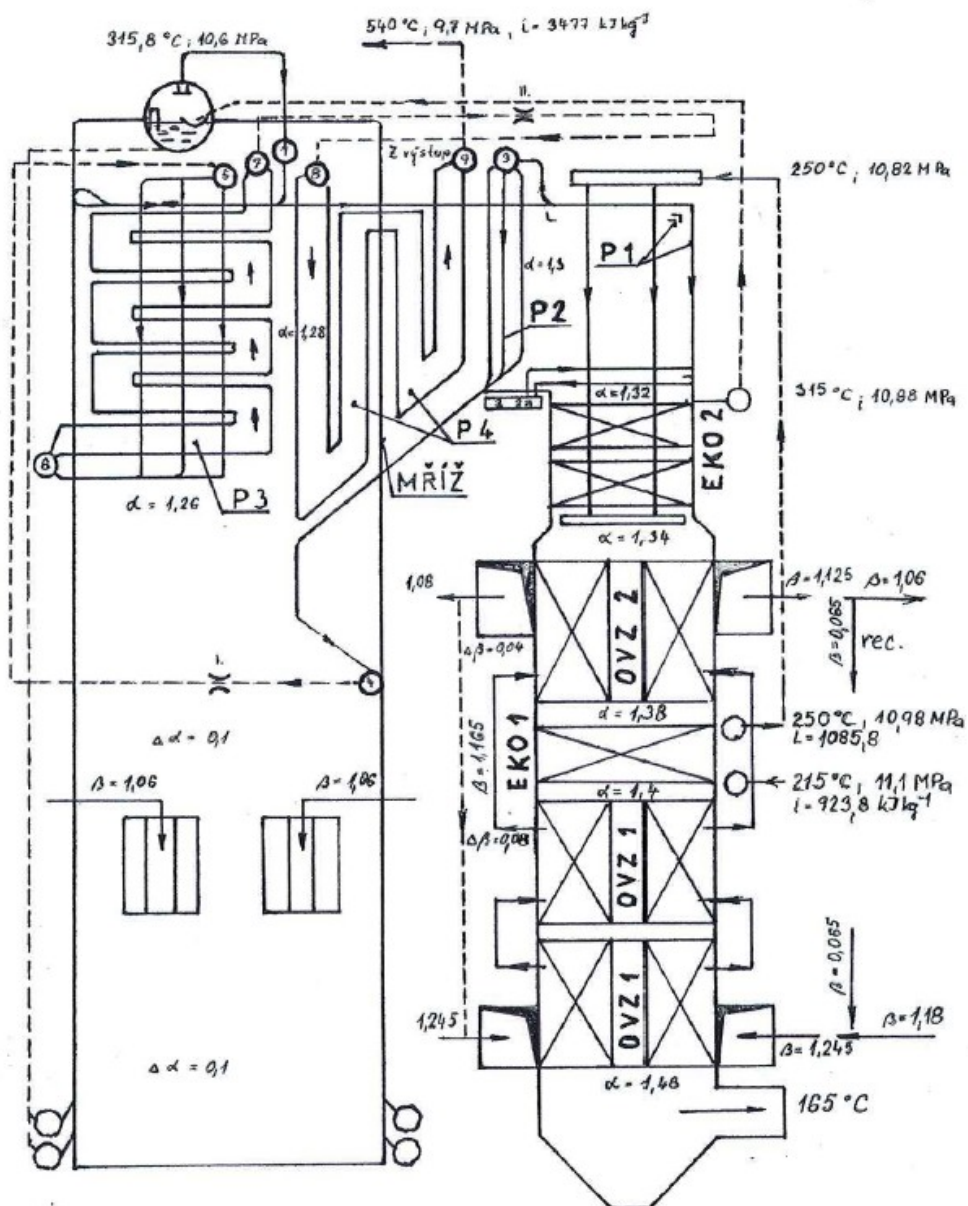
Dále pro nedokonalé spalování platí:

$$V_{\text{SCO}} = \frac{22,41}{12,011} \cdot C^r = 1,8658 \cdot 0,377 = 0,7031 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (25)$$

$$V_{\text{O}_2(\text{C})} = \frac{22,39}{12,011} \cdot C^r = 1,8641 \cdot 0,377 = 0,7025 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (26)$$

6.3. Parametry spalin při nedokonalém spalování

Ve spalovacích zařízeních se musí palivo spalovat s větším množstvím vzduchu než je vypočítaný teoretický objem. Skutečný objem přivedeného vzduchu se vyjadřuje součinitelem přebytku vzduchu α . Bilance vzduchu je znázorněna na obr. 6.1.



Obrázek 6.1 Bilance vzduchu

$$\alpha = \frac{V_v}{V_{v \min}} = \frac{V_{vs}}{V_{vs \min}} [-] \quad (27)$$

V_v – Objem vzduchu [m^3]

$V_{v \min}$ – Teoretický objem vzduchu [m^3]

V_{vs} – Objem suchého vzduchu [m^3]

$V_{vs \min}$ – Teoretický objem suchého vzduchu [m^3]

Ani při tomto zvýšeném průtoku spalovacího vzduchu však nelze zajistit dokonalé vyhoření paliva.

Pro další výpočty předpokládáme že:

- podíl b v kg.kg^{-1} uhlíku neshoří vůbec a odchází ze spalovacího zařízení společně s tuhými zbytky (škvára, popílek, úlet),
- podíl a_1 v kg.kg^{-1} uhlíku shoří nedokonale na plynnou složku CO.

Výpočet těchto základních parametrů spalin charakterizujících dokonalost (kvalitu) spalovacího pochodu se provede na základě vyhodnocení naměřených objemových podílů složek plynů v suchých spalinách (ω_{O_2} , ω_{CO} respektive ω_{RO_2} , ω_{CO}) v příslušném řezu spalinového traktu a podíl obsahu uhlíku C_i v jednotlivých složkách tuhých zbytků (i – škvára, popílek a pod.) viz. Tab. 6.2. X_i je hmotnostní podíl složky tuhých zbytků a hodnoty jsou uvedeny v Tab. 6.2.

Tuhé zbytky	X_i	C_i
škvára	0,15	0,0155
popílek	0,85	0,009

Tabulka 6.2 Hmotnostní podíly

$$b = \frac{A^r}{C^r} \sum_{i=1}^n \frac{C_i X_i}{1 - C_i} [\text{kg.kg}^{-1}] \quad (28)$$

$$b = \frac{0,208}{0,377} \left(\frac{0,0155 \cdot 0,15}{1 - 0,0155} + \frac{0,009 \cdot 0,85}{1 - 0,009} \right) = 0,005566 \cong 0,0056 [\text{kg.kg}^{-1}]$$

$$\alpha = \frac{R4 \cdot \omega_{\text{O}_2} + R5 \cdot \omega_{\text{CO}} + R6}{R1 \cdot \omega_{\text{O}_2} + R2 \cdot \omega_{\text{CO}} + R3} [-] \quad (29)$$

$$\alpha = \frac{-0,072 \cdot 0,05 - 0,252 \cdot 0,00013 + 0,5666}{-2,7176 \cdot 0,05 + 1,0695 \cdot 0,00013 + 0,5693} = 1,298 [-]$$

$$a_1 = \frac{R7 \cdot \omega_{CO}}{R1 \cdot \omega_{O_2} + R2 \cdot \omega_{CO} + R3} \text{ [kg.kg}^{-1}\text{]} \quad (30)$$

Objemový podíl O₂ a CO v suchých spalínách

$$\omega_{O_2} = 0,05 \text{ [m}^3 \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

$$\omega_{CO} = 0,00013 \text{ [m}^3 \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

$$a_1 = \frac{3,0629 \cdot 0,00013}{-2,7315 \cdot 0,05 + 1,0748 \cdot 0,00013 + 0,5693} = 0,000914 \text{ [kg.kg}^{-1}\text{]}$$

Výpočet konstant

$$R1 = -V_{vs \min} \cdot V_{sCO} = -3,885 \cdot 0,7031 = -2,7315 \text{ [-]} \quad (31)$$

$$R2 = V_{vs \min} \cdot (0,5 \cdot V_{O_2} (C) - 0,2095 \cdot V_2) \text{ [-]} \quad (32)$$

$$R2 = 3,885(0,5 \cdot 0,70249 - 0,2095 \cdot 0,356) = 1,0748 \text{ [-]}$$

$$R3 = 0,2095 \cdot V_{vs \min} \cdot V_{sCO} = 0,2095 \cdot 3,885 \cdot 0,70312 = 0,5723 \text{ [-]} \quad (33)$$

$$R4 = V_{sCO} \cdot (V_1 + b \cdot V_3) = 0,70312 \cdot (-0,1029 + 0,005566 \cdot 0,0041) = -0,0723 \text{ [-]} \quad (34)$$

$$R5 = V_2 \cdot (b \cdot V_{O_2} (C) - 0,2095 \cdot V_{vs \min}) - 0,5 \cdot V_{O_2} (C) \cdot (V_1 + b \cdot V_3) \text{ [-]} \quad (35)$$

$$R5 = 0,3560 \cdot (0,005566 \cdot 0,70249 - 0,2095 \cdot 3,885) - \\ - 0,5 \cdot 0,70249 \cdot (-0,1029 + 0,005566 \cdot 0,0041) = -0,2522 \text{ [-]}$$

$$R6 = V_{sCO} (0,2095 \cdot V_{vs \min} - b \cdot V_{O_2} (C)) \text{ [-]} \quad (36)$$

$$R6 = 0,70312 \cdot (0,2095 \cdot 3,885 - 0,005566 \cdot 0,70249) = 0,5695 \text{ [-]}$$

$$R7 = V_{vs \min} \cdot (0,2095(V_1 + b \cdot V_3) + 0,2095 \cdot V_{vs \min} - b \cdot V_{O_2} (C)) \text{ [-]} \quad (37)$$

$$R7 = 3,885 \cdot (0,2095(-0,1029 + 0,005566 \cdot 0,0041) + \\ + 0,2095 \cdot 3,885 - 0,005566 \cdot 0,70249) = 3,0629 \text{ [-]}$$

$$V_1 = V_{ssmin} - V_{vs \min} = 3,772 - 3,885 = -0,1029 \text{ [-]} \quad (38)$$

$$V_2 = V_{sCO} + 0,5 \cdot V_{O_2} (C) - V_{sCO_2} = 0,70312 + 0,5 \cdot 0,70249 - 0,69841 \text{ [-]} \quad (39)$$

$$V_2 = 0,3560 \text{ [-]}$$

$$V_3 = V_{O_2} (C) - V_{sCO_2} = 0,70249 - 0,69841 = 0,0041 \text{ [-]} \quad (40)$$

6.3.1. Součinitel přebytku vzduchu za parním kotlem

$$\alpha_k = \frac{(R7 - a_1 \cdot R2) \cdot (R4 \cdot (\omega_{O_2})_k + R6) + a_1 \cdot R5 \cdot (R1 \cdot (\omega_{O_2})_k + R3)}{(R7 - a_1 \cdot R2) \cdot (R1 \cdot (\omega_{O_2})_k + R3) + a_1 \cdot R2 \cdot (R1 \cdot (\omega_{O_2})_k + R3)} \quad [-] \quad (41)$$

$$\alpha_k = \frac{(3,0629 - 0,00035 \cdot 1,0748) \cdot (-0,0723(0,05) + 0,5695) +}{(3,0629 - 0,00035 \cdot 1,0748) \cdot (-2,7315(0,05) + 0,5723) +} \\ + 0,00035 \cdot (-0,248) \cdot (-2,7315(0,05) + 0,5723) \\ + 0,00035 \cdot 1,0748 \cdot (-2,7315(0,05) + 0,5723) = 1,298 \quad [-]$$

6.3.2. Objem spalín vzniklých spálením 1kg paliva v místě na odchodu z PK

$$V_{ss} = V_{ssmin} + a_1 \cdot (V_{sCO} + 0,5 \cdot V_{O_2}(C) - V_{sCO_2}) + b \cdot (V_{O_2}(C) - V_{sCO_2}) + \\ + (\alpha_k - 1) \cdot V_{vsmin} \quad [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (42)$$

$$V_{ss} = 3,782 + 0,000911 \cdot (0,7031 + 0,5 \cdot 0,70249 - 0,698) + \\ + 0,005566(0,70249 - 0,698) + (1,298 - 1) \cdot 3,885 \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

$$V_{ss} = 4,942 \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

6.3.3. Objem vlhkých spalín

$$V_{sH_2O} = V_{sH_2Omin} + (\alpha_k - 1) \cdot (\nu - 1) \cdot V_{vsmin} \quad [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (43)$$

$$V_{sH_2O} = 0,74 + (1,298 - 1) \cdot (1,016 - 1) \cdot 3,782 = 0,7586 \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

$$V_s = V_{ss} + V_{sH_2O} = 4,942 + 0,758 = 5,700 \quad [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (44)$$

6.3.4. Střední měrná tepelná kapacita spalín

Střední měrná tepelná kapacita spalín při teplotě t ($^{\circ}C$) je dána následující rovnicí.

$$\bar{c}_s(t_k) = \frac{\left(A \cdot (t_{sp} + 273) + B + \frac{C}{t_k + 273} \right)}{V_s} \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}] \quad (45)$$

$$\bar{c}_s(t_k) = \frac{\left(0,0010(165 + 273) + 8,1069 + \frac{-30,0141}{165 + 273} \right)}{5,700} = 1,4861 \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$\bar{c}_s(t_o) = \frac{\left(A \cdot (t_o + 273) + B + \frac{C}{t_o + 273} \right)}{V_s} \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}] \quad (46)$$

$$\bar{c}_s(t_o) = \frac{\left(0,0010(20 + 273) + 8,1069 + \frac{-30,0141}{20 + 273}\right)}{5,700} = 1,4550 \text{ [kJ.m}^{-3}\text{.K}^{-1}\text{]}$$

$$\bar{c}_s = \frac{\bar{c}_s(t_k) \cdot t_k - \bar{c}_s(t_o) \cdot t_o}{t_k - t_o} \text{ [kJ.m}^{-3}\text{.K}^{-1}\text{]} \quad (47)$$

$$\bar{c}_s = \frac{1,4861 \cdot 165 - 1,4550 \cdot 20}{165 - 20} = 1,49036 \text{ [kJ.m}^{-3}\text{.K}^{-1}\text{]}$$

Výpočet pomocných konstant A, B, C závislých na α_k potřebných pro výpočet střední měrné tepelné kapacity spalin.

$$A = A_0 + \alpha_k \cdot A_a = 0,0004 + 1,298 \cdot 0,0005 = 0,0010 \text{ [-]} \quad (48)$$

$$B = B_0 + \alpha_k \cdot B_a = 1,4780 + 1,298 \cdot 5,1055 = 8,1069 \text{ [-]} \quad (49)$$

$$C = C_0 + \alpha_k \cdot C_a = -22,2241 + 1,298 \cdot (-5,9998) = -30,0141 \text{ [-]} \quad (50)$$

Pro známé složení spalin je možné jednotlivé konstanty rozepsat

$$\begin{aligned} A_0 = & ((1 - a_1 - b) \cdot V_{sCO_2} + V_{vCO_2}) A1 + V_{sSO_2} \cdot A2 + (V_{sN_2} + V_{vN_2}) A3 + \\ & V_{vAr} \cdot A4 + V_{sH_2O} \cdot A5 + A^r \cdot (1 - X_{sk}) \cdot A7 - V_{vs \min} (A6 + (v - 1) \cdot A5) + \\ & + (0,5 \cdot a_1 + b) \cdot V_{O_2} (C) \cdot A8 + a_1 \cdot V_{sCO} \cdot A9 \text{ [-]} \end{aligned} \quad (51)$$

$$A_0 = 0,0004 \text{ [-]}$$

$$\begin{aligned} B_0 = & ((1 - a_1 - b) \cdot V_{sCO_2} + V_{vCO_2}) B1 + V_{sSO_2} \cdot B2 + (V_{sN_2} + V_{vN_2}) B3 + \\ & + V_{vAr} \cdot B4 + V_{sH_2O} \cdot B5 + A^r \cdot (1 - X_{sk}) \cdot B7 - V_{vs \min} (B6 + (v - 1) \cdot B5) + \\ & + (0,5 \cdot a_1 + b) \cdot V_{O_2} (C) \cdot B8 + a_1 \cdot V_{sCO} \cdot B9 \text{ [-]} \end{aligned} \quad (52)$$

$$B_0 = 1,4780 \text{ [-]}$$

$$\begin{aligned} C_0 = & ((1 - a_1 - b) \cdot V_{sCO_2} + V_{vCO_2}) C1 + V_{sSO_2} \cdot C2 + (V_{sN_2} + V_{vN_2}) C3 + \\ & + V_{vAr} \cdot C4 + V_{sH_2O} \cdot C5 + A^r \cdot (1 - X_{sk}) \cdot C7 - V_{vs \min} (C6 + (v - 1) \cdot C5) + \\ & + (0,5 \cdot a_1 + b) \cdot V_{O_2} (C) \cdot C8 + a_1 \cdot V_{sCO} \cdot C9 \text{ [-]} \end{aligned} \quad (53)$$

$$C_0 = -22,2241 \text{ [-]}$$

$$A_a = V_{vs \min} \cdot (A6 + (v - 1) \cdot A5) = 0,0005 \text{ [-]} \quad (54)$$

$$B_a = V_{vs \min} \cdot (B6 + (v - 1) \cdot B5) = 5,1055 \text{ [-]} \quad (55)$$

$$C_a = V_{vs \min} \cdot (C6 + (v - 1) \cdot C5) = -5,9998 \text{ [-]} \quad (56)$$

Koeficienty A(I),B(I),C(I) složek spalín a vzduchu				
I	Složka	A(I)	B(I)	C(I)
1	CO ₂	2,5903118x10 ⁻⁴	2,0121359	- 47,7836646
2	SO ₂	1,7911607x10 ⁻⁴	2,1566289	- 43,4660944
3	N ₂	1,1365887x10 ⁻⁴	1,2827182	- 0,0390503
4	A _r	1,033607x10 ⁻⁷	0,9281643	+ 0,3719149
5	H ₂ O	2,5070785x10 ⁻⁴	1,4643053	+ 6,6195562
6	Vzduch studený	1,2065266x10 ⁻⁴	1,2907768	- 1,6503075
7	Popel	3,1337938x10 ⁻⁴	0,6756903	+ 2,7077545
8	O ₂	1,1490349x10 ⁻⁴	1,3830632	- 13,6303648
9	CO	2,5903118x10 ⁻⁴	1,2992527	- 3,3037630

Tabulka 6.3 Koeficienty [7]

6.4. Výpočet účinnosti

$$\eta = 1 - \zeta_{\text{CO}} - \zeta_{\text{C}} - \zeta_{\text{k}} - \zeta_{\text{f}} - \zeta_{\text{sv}} - \zeta_{\text{ch}} [-] \quad (57)$$

Kde ξ_i jsou poměrné ztráty kotle:

- i =
- CO - hořavinou ve spalínách;
 - C - hořavinou v tuhých zbytcích;
 - k - fyzickým teplem spalín (komínová);
 - f - fyzickým teplem tuhých zbytků;
 - sv - sdílením tepla do okolí;
 - ch - chlazením

Teplo přivedené v 1 kg paliva

$$Q_1 = Q_i^r + \Delta Q_{\text{POV}} + \Delta Q_{\text{pal}} + \Delta Q_{\text{sr}} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \text{ dle rovnice (4)}$$

ΔQ_{POV} - teplo přivedené přehřevem spalovacího vzduchu

ΔQ_{pal} - teplo přivedené přehřevem paliva

ΔQ_{sr} - teplo přivedené recirkulací spalín

$$Q_1 = 14500 + 0 + 0 + 0 = 14500 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

6.4.1. Výpočet ztrát

Hořavinou ve spalínách

Ztráta hořavinou ve spalínách je dána chemickou nedokonalostí spalování, projevující se obsahem nespálených plynů CO, H₂, C_xH_y ve spalínách.

$$\zeta_{\text{CO}} = (12640 \cdot a_1 \cdot V_{\text{sCO}} + 35800 \cdot a_2 \cdot V_{\text{sCH}_4}) / Q_1 \text{ [-]} \quad (58)$$

$$\zeta_{\text{CO}} = \frac{12640 \cdot 0,000914 \cdot 0,70312}{14500} = 0,000560 \text{ [-]}$$

$$\zeta_{\text{CO}} = 0,000558 \cdot 100 = 0,0560 \text{ [%]}$$

Hořavinou v tuhých zbytcích

Ztráta hořavinou v tuhých zbytcích je způsobena obsahem uhlíku v těchto tuhých zbytcích. Pod pojmem tuhé zbytky po spálení rozumíme škváru, popílek ve spalínách a roštový propad.

$$\zeta_{\text{C}} = b \cdot C^r \cdot 32600 / Q_1 \text{ [-]} \quad (59)$$

$$\zeta_{\text{C}} = \frac{0,005566 \cdot 0,3768 \cdot 32600}{14500} = 0,004715 \text{ [-]}$$

$$\zeta_{\text{C}} = 0,004715 \cdot 100 = 0,4715 \text{ [%]}$$

Fyzickým teplem spalin (komínová ztráta)

Ztráta fyzickým teplem spalin je dána tepelnou energií odcházejících plyných spalin. Označuje se jako komínová ztráta a bývá většinou největší ztrátou kotle. Na ztrátu fyzickým teplem spalin má rozhodující vliv teplota spalin a součinitel přebytku vzduchu za kotlem. Vztažná teplota t_0 vychází z energetické bilance parního kotle a musí být pevně stanovena. Není-li stanoveno jinak, její hodnota je 20°C. Vztažná teplota nemá žádnou souvislost s měřenou teplotou okolí.

$$\zeta_{\text{k}} = V_{\text{s}} \cdot \bar{c}_{\text{s}} \cdot (t_{\text{k}} - t_0) / Q_1 \text{ [-]} \quad (60)$$

$$\zeta_{\text{k}} = \frac{5,6815 \cdot 1,49036 \cdot (165 - 20)}{14500} = 0,084951 \text{ [-]}$$

$$\zeta_{\text{k}} = 0,084951 \cdot 100 = 8,4951 \text{ [%]}$$

Teplem tuhých zbytků

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků spočívá v nevyužitém teple odcházejících tuhých zbytků.

$$\zeta_{\text{f}} = A^r \cdot \left(\sum \frac{X_i \cdot \bar{c}_{\text{si}} (t_i - t_0)}{1 - C_i} \right) / Q_1 \text{ [-]} \quad (61)$$

$$\zeta_{\text{f}} = 0,208 \left(\frac{0,85 \cdot 0,7948 \cdot (165 - 20)}{1 - 0,009} + \frac{0,15 \cdot 1,0132 \cdot (600 - 20)}{1 - 0,0155} \right) / 14500 = 0,0027 \text{ [-]}$$

$$\zeta_{\text{f}} = 0,0027 \cdot 100 = 0,27 \text{ [%]}$$

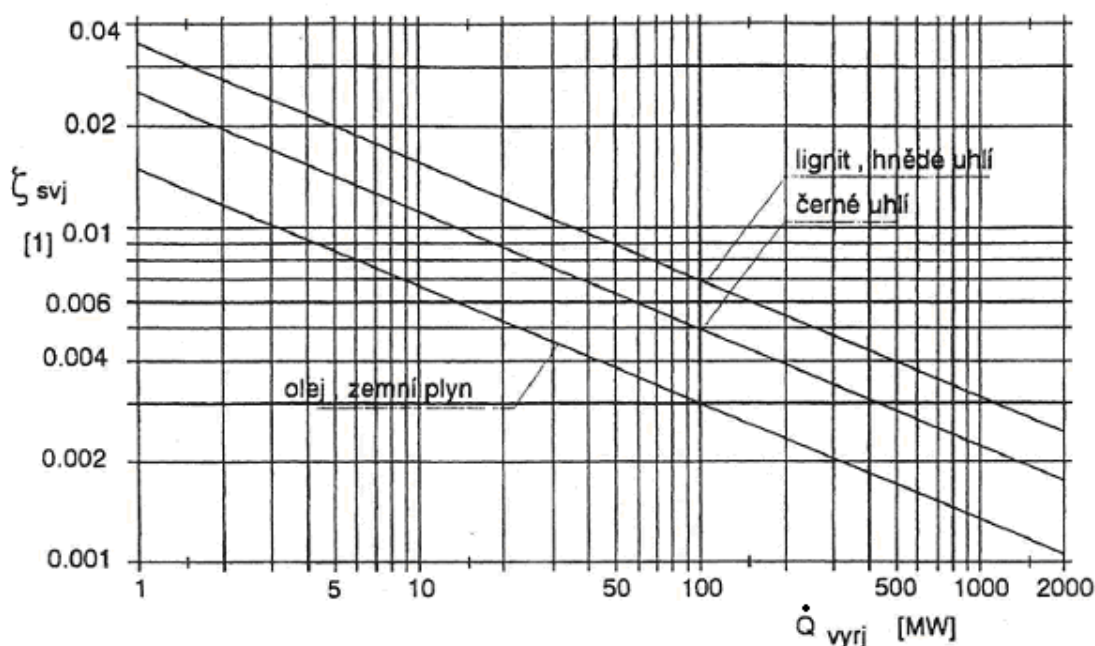
Střední měrná tepelná kapacita tuhých zbytků (škvára, popílek)

$$\bar{c}_{ssk} = 0,712 + 0,502 \cdot 10^{-3} \cdot t_{sk} = 1,0132 \text{ [kJ.m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\bar{c}_{spop} = 0,712 + 0,502 \cdot 10^{-3} \cdot t_{pop} = 0,7948 \text{ [kJ.m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Sdílením tepla do okolí

Ztráta sdílením tepla do okolí závisí na tepelném výkonu parního kotle a druhu spalovaného paliva. S rostoucím tepelným výkonem parního kotle ztráta sdílením tepla do okolí relativně klesá. Průběh ztráty sdílením tepla do okolí v závislosti na výkonu kotle a druhu paliva je znázorněn na obrázku 6.2.



Obrázek 6.2 Sdílení tepla do okolí [7]

$$\zeta_{sv} = \zeta_{svj} \cdot \frac{\dot{Q}_{vyrj}}{\dot{Q}_{vyr}} = 0,0058 \cdot \frac{178}{109} = 0,009320 \text{ [-]} \quad (62)$$

$$\zeta_{sv} = 0,009320 \cdot 100 = 0,9320 \text{ [%]}$$

Kde

$$\zeta_{svj} = k_1 \cdot \dot{Q}_{vyrj}^{-0,35} \cdot 10^{-2} = 3,5 \cdot 178^{-0,35} \cdot 10^{-2} = 0,005707 \text{ [-]} \quad (63)$$

Hodnota k_1 pro hnědé uhlí je 3,5 [-].

6.4.2. Konečný výpočet účinnosti

$$\eta = 1 - \zeta_{co} - \zeta_c - \zeta_k - \zeta_f - \zeta_{sv} - \zeta_{ch} \text{ [-]} \text{ viz. rovnice (57)}$$

$$\eta = 1 - 0,000560 - 0,004715 - 0,084951 - 0,002703 - 0,009320 = 0,8978 \text{ [-]}$$

$$\eta = 0,8978 \cdot 100 = 89,78 \text{ [%]}$$

6.5. Výpočet účinnosti s použitím technologie SNCR

$$\eta_{\text{SNCR}} = 1 - \zeta_{\text{CO,SNCR}} - \zeta_{\text{C,SNCR}} - \zeta_{\text{k,SNCR}} - \zeta_{\text{f,SNCR}} - \zeta_{\text{sv,SNCR}} - \zeta_{\text{SNCR}} \quad [-] \quad (64)$$

Kde ζ_{SNCR} je poměrná ztráta aplikace metody SNCR

6.5.1. Teplo předané směsi SNCR

Reakční směs tvoří z více než 80% voda, pro zjednodušení je počítáno s entalpií pro vodu a vodní páru. Vstřikovaná směs měla teplotu 20°C a pára odcházející z kotle měla teplotu spalin. Hodnoty entalpií nalezneme v tabulkách. [8]

Entalpie směsi přivedené do kotle

$$i_{\text{sm1}} = 83,9199 \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]}$$

Entalpie směsi odcházející z kotle

$$i_{\text{sm2}} = 2762,7986 \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]}$$

Množství vstřikované směsi

$$\dot{m}_{\text{sm}} = 1600 \text{ [kg.h}^{-1}\text{]} = 0,444 \text{ [kg.s}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{Q}_{\text{SNCR}} = \dot{m}_{\text{sm}} \cdot (i_{\text{sm2}} - i_{\text{sm1}}) \text{ [W]} \quad (65)$$

$$\dot{Q}_{\text{SNCR}} = 0,444 \cdot (2762,7985 - 83,9199) = 1189,422 \text{ [kW]}$$

6.5.2. Přepočet na množství paliva

Množství paliva spotřebované bez aplikace metody SNCR

$$\dot{m}_{\text{pal}} = \frac{\dot{Q}_{\text{vyr}}}{Q_1 \cdot \eta} = \frac{109000}{14500 \cdot 0,8978} = 8,3734 \text{ [kg.s}^{-1}\text{]} \quad (66)$$

Množství paliva na pokrytí ztrát aplikací metody SNCR

$$\Delta \dot{m}_{\text{pal}} = \frac{\dot{Q}_{\text{SNCR}}}{Q_1 \cdot \eta} = \frac{1189,422}{14500 \cdot 0,8978} \cdot 3600 = 0,0914 \text{ [kg.s}^{-1}\text{]} \quad (67)$$

$\Delta \dot{m}_{\text{pal}}$ - nárůst množství paliva pro pokrytí ztráty SNCR [kg.s⁻¹]

6.5.3. Výpočet ztrát s použitím technologie SNCR

Hořavinou ve spalinách

$$\zeta_{\text{CO,SNCR}} = \frac{(\dot{m}_{\text{pal}} + \Delta \dot{m}_{\text{pal}}) \cdot (12640 \cdot a_1 \cdot V_{\text{sCO}} + 35800 \cdot a_2 \cdot V_{\text{sCH}_4})}{(\dot{m}_{\text{pal}} + \Delta \dot{m}_{\text{pal}}) \cdot Q_1} \quad [-] \quad (68)$$

$$\zeta_{\text{CO,SNCR}} = 0,000558 \cdot 100 = 0,0560 [\%]$$

Hořavinou v tuhých zbytcích

$$\zeta_{C,SNCR} = \frac{(\dot{m}_{pal} + \Delta\dot{m}_{pal}) \cdot (b \cdot C^r \cdot 32600)}{(\dot{m}_{pal} + \Delta\dot{m}_{pal}) \cdot Q_1} [-] \quad (69)$$

$$\zeta_{C,SNCR} = 0,004715 \cdot 100 = 0,4715 [\%]$$

Fyzickým teplem spalín (komínová ztráta)

$$\zeta_{k,SNCR} = \frac{(\dot{m}_{pal} + \Delta\dot{m}_{pal}) \cdot V_s \cdot \bar{c}_s \cdot (t_k - t_o)}{(\dot{m}_{pal} + \Delta\dot{m}_{pal}) \cdot Q_1} [-] \quad (70)$$

$$\zeta_{k,SNCR} = 0,084951 \cdot 100 = 8,4951 [\%]$$

Teplem tuhých zbytků

$$\zeta_{f,SNCR} = \frac{(\dot{m}_{pal} + \Delta\dot{m}_{pal}) \cdot A^r \cdot \left(\sum \frac{X_i \cdot \bar{c}_{si} (t_i - t_o)}{1 - C_i} \right)}{(\dot{m}_{pal} + \Delta\dot{m}_{pal}) \cdot Q_1} [-] \quad (71)$$

$$\zeta_{f,SNCR} = 0,0027 \cdot 100 = 0,27 [\%]$$

Sdílením tepla do okolí

Ztrátové teplo sdílením do okolí bez aplikace technologie SNCR

$$\dot{Q}_{z,SV} = \zeta_{SV} \cdot \dot{Q}_{pr} = \dot{m}_{pal} \cdot \zeta_{SV} \cdot Q_1 = 8,3734 \cdot 0,009320 \cdot 14500 = 1131,58 [\text{kW}] \quad (72)$$

$$\zeta_{SV,SNCR} = \frac{Q_{z,SV}}{(\dot{m}_{pal} + \Delta\dot{m}_{pal}) \cdot Q_1} = \frac{1131,58}{(8,3734 + 0,0914) \cdot 14500} = 0,009219 [-] \quad (73)$$

$$\zeta_{SV,SNCR} = 0,009219 \cdot 100 = 0,9219 [\%]$$

Aplikací technologie SNCR

$$\zeta_{SNCR} = \frac{\dot{Q}_{SNCR}}{\dot{Q}_{pr,SNCR}} = \frac{\dot{Q}_{SNCR}}{(\dot{m}_{pal} + \Delta\dot{m}_{pal}) \cdot \dot{Q}_1} = \frac{1189,422}{(8,373 + 0,0914)} = 0,009691 [-] \quad (74)$$

$$\zeta_{SNCR} = 0,009691 \cdot 100 = 0,9691 [\%]$$

6.5.4. Konečný výpočet účinnosti s použitím technologie SNCR

$$\eta_{\text{SNCR}} = 1 - \zeta_{\text{CO,SNCR}} - \zeta_{\text{C,SNCR}} - \zeta_{\text{k,SNCR}} - \zeta_{\text{f,SNCR}} - \zeta_{\text{sv,SNCR}} - \zeta_{\text{SNCR}} \quad [-] \text{ viz. r. (64)}$$

$$\eta_{\text{SNCR}} = 1 - 0,000560 - 0,004715 - 0,08495 - 0,002703 - 0,009219 - 0,0009691 \quad [-]$$

$$\eta_{\text{SNCR}} = 0,8881 \cdot 100 = 88,81 \quad [\%]$$

6.6. Přehled ztrát a účinností

Ztráty a účinnosti pro jednotlivé výkonové hladiny jsou spočítány pomocí programu EXCEL. Výpočet je uložen na přiloženém CD. Celkový přehled ztrát a účinností je znázorněn v tabulce 6.4 a pro lepší představu v diagramu 6.1.

Ztráta/Výkon	109 MW	150 MW	178MW
Hořlavinou ve spalínách ζ_{CO}	0,0560%	0,0378%	0,0562%
Hořlavinou v tuhých zbytcích ζ_{C}	0,4715%	0,4715%	0,4715%
Fyzickým teplem spalin ζ_{k}	8,4951%	8,5032%	8,4535%
Teplem tuhých zbytků ζ_{f}	0,2703%	0,2735%	0,2757%
Sdílením tepla do okolí ζ_{sv}	0,9320%	0,6773%	0,5707%
Výsledná účinnost bez SNCR η	89,78%	90,04%	90,17%
SNCR ζ_{SNCR}	0,9691%	0,7091%	0,5997%
Sdílením tepla do okolí $\zeta_{\text{sv,SNCR}}$	0,9219%	0,6719%	0,5669%
Výsledná účinnost η_{c}	88,82%	89,33%	89,58%

Tabulka 6.4 Přehled výsledků

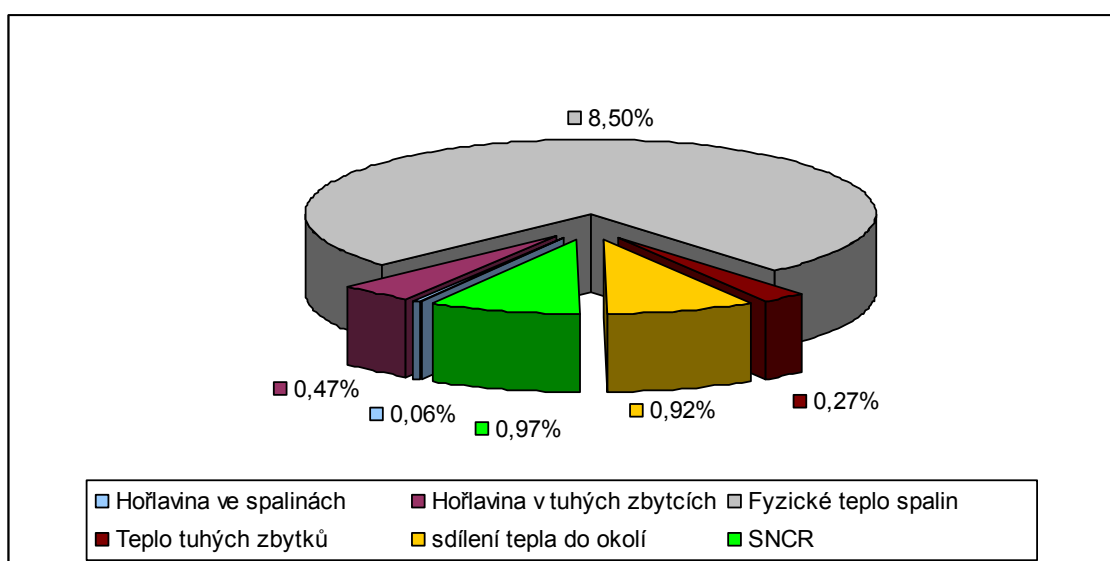


Diagram 6.1 Ztráty kotle v procentech při 109 MW

7. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo posoudit vliv technologie SNCR na celkovou účinnost kotle G230 v Elektrárně Opatovice. Cílem bylo stanovit účinnost bez technologie SNCR a následně s použitím této technologie a jejím vlivem na celkovou účinnost.

Pro výpočet účinnosti kotle se nabízejí dva způsoby řešení. Výpočet metodou přímou, jako poměr energie předané vodě a páře (zvětšení entalpie těchto látek) k příkonu, tj. veškeré energii přivedené zevně do parního kotle. Druhý způsob řešení představuje výpočet metodou nepřímou, jako poměr rozdílu veškeré energie přivedené zevně do parního kotle a úhrnu ztrát energie v parním kotli, k příkonu (veškeré energii přivedené zevně do parního kotle) nebo jako rozdíl 1 a poměru ztrát k příkonu.

Pro názornost je výpočet proveden oběma metodami. Pro menší přesnost výpočtu metodou přímou, která z velké části závisí na měření hmotnostních toků uhlí, které se u velkých kotlů obtížně stanovuje, jsem dále postupoval ve výpočtu metodou nepřímou.

Celý výpočet byl proveden pro tři výkonové hladiny pomocí programu EXCEL, který je součástí přílohy. Při výpočtu jsem postupoval podle normy ČSN 07 0302 – Přejímací zkoušky parních kotlů.

Vliv technologie SNCR na celkovou účinnost kotle není rozhodně zanedbatelný, neboť energie vynaložená na ohřátí, odpaření a přehřátí reakční směsi činí 1189,4 kW, což při přepočtu na množství paliva o výhřevnosti $14,5 \text{ MJ.kg}^{-1}$ představuje 329 kg.h^{-1} . V celkové účinnosti se ztráta pohybuje v závislosti na výkonu kotle od 0,6 až 0,97 % a je druhou největší ztrátou kotle.

Od roku 2016 vstupují v platnost přísnější emisní limity, které stanovují pro výroby s výkonem nad 100 MW maximální množství NO_x ve spalinách 200 mg.m^{-3} . Z tohoto důvodu je i přes zvýšené náklady, které metoda SNCR představuje, její použití dobrou alternativou dalšího provozování kotle po zavedení zpřísněných emisních limitů.

8. Použitá literatura

- [1] Cez.cz [online]. c2011 [cit. 2011-04-18]. Informace o uhelných elektrárnách. Dostupné z WWW:<<http://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/uhelne-elektrarny/informace-o-uhelne-energetice.html>>.
- [2] *Referenční dokument o nejlepších dostupných technikách pro velká spalovací zařízení*. Institute for Prospective Technological Studies Seville: European commission directorate-general JRC, 2010. 673 s.
- [3] MALÝ, Rostislav; BLEJCHAŘ, Tomáš; STÁŇA, Michal. *Matematické modelování spalovacích procesů a redukce NOx metodou SNCR v kotli K4*. Ostrava, 2009. 137 s. Projekt. Orgrez a.s.
- [4] MALÝ, Rostislav; BLEJCHAŘ, Tomáš; PECHÁČEK, Jiří. *Průběh a výsledky zkoušek technologie SNCR na kotli K4 v EOP*. Ostrava, 2009. 51 s. Test SNCR v EOP na K4. Orgrez a.s.
- [5] ŠEBESTA, Miroslav. *Provozní předpis K4. Opatovice nad Labem*: EOP, 1998. 54 s.
- [6] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Praha: ČVUT, 2002. 212 s.
- [7] ČSN 07 0302. *Přejímací zkoušky parních kotlů*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 56 s.
- [8] RAŽNĚVIČ, K. *Termodynamické tabulky*. 1.vyd. Bratislava: ALFA 1984. 313s.